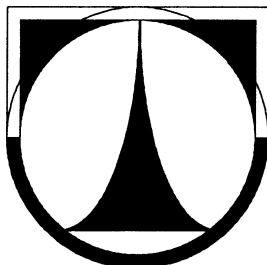


TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

Katedra vozidel a motorů



Vysokotlaké vstřikování biopaliv se systémem Common Rail
High pressure injection of biofuels by the Common Rail fuel system

DIPLOMOVÁ PRÁCE

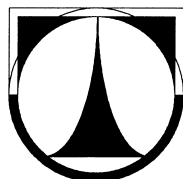
Martin Pechout

Leden 2011

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

Katedra vozidel a motorů



Obor 2302T010

Konstrukce strojů a zařízení

Zaměření

Pístové spalovací motory

Vysokotlaké vstřikování biopaliv se systémem Common Rail
High pressure injection of biofuels by the Common Rail fuel system

Diplomová práce

KVM – DP – 619

Martin Pechout

Vedoucí diplomové práce: prof. Ing. Celestýn Scholz, Ph.D.

Konzultant diplomové práce: MSc. Michal Vojtíšek-Lom, Ph.D.

Počet stran: 90

Počet obrázků: 60

Počet tabulek: 23

Počet příloh: 15

Leden 2011

Místo pro vložení originálního zadání DP (BP)

Vysokotlaké vstřikování biopaliv se systémem Common Rail

Anotace

Předmětem práce je vytvoření jednorozměrného, zjednodušeného výpočetního modelu palivového systému Common Rail pro vznětové motory, naladěného podle experimentálně zjištěných dat získaných při provozu na motorovou naftu. Následně byly provedeny simulace provozu na obnovitelná paliva rostlinného původu s porovnáním výsledků s provozem na naftu.

Klíčová slova: Common Rail, biopaliva, vstřikování, simulace

High pressure injection of biofuels by the Common Rail fuel system

Annotation

The subject of the thesis is the creation of a simplified one-dimensional computational model of a Common Rail diesel engine fuel injection system, calibrated with experimental data obtained during operation on diesel fuel. Additionally a simulation of behavior of plant-based biofuel was conducted and results compared to diesel fuel operation.

Key words: Common Rail, biofuels, injection, simulation

Desetinné třídění:	(př. 621.43.01 - Teorie spalovacích motorů)
Zpracovatel:	TU v Liberci, Fakulta strojní, Katedra vozidel a motorů
Dokončeno :	2010
Archivní označení zprávy:	

Prohlášení k využívání výsledků diplomové práce

Byl(a) jsem seznámen(a) s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom(a) povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval(a) samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

V Liberci dne 5. 1. 2011

.....
podpis

Poděkování

Touto cestou bych chtěl poděkovat prof. Ing. Celestýnu Scholzovi, Ph.D. za vedení mé diplomové práce a za cenné rady a připomínky. Dále bych rád poděkoval MSc. Michalu Vojtíškovi-Lomovi, Ph.D. za odborné konzultace.

Největší poděkování však patří mým rodičům za podporu v průběhu celého studia.

Seznam symbolů a jednotek

a_i	koeficienty polynomicke rovnice závislosti hustoty na tlaku a teplotě	-
b	součinitel útlumu	$N \cdot s \cdot m^{-1}$
$b_{kon,i}$	součinitel útlumu v místech kontaktu v elektromagnetickém ventilu	$N \cdot s \cdot m^{-1}$
c	rychlost zvuku	$m \cdot s^{-1}$
C_1, C_2	integrační konstanty	-
d	průměr drátu přitlačné pružiny	mm
d_{ej}	ekvivalentní průměr průtočné plochy pod jehlou	mm
d_{ek}	ekvivalentní průměr průtočné plochy elektromagnetického ventilu	mm
d_{eRP}	ekvivalentní průměr průtočné plochy nad řídicím pístem	mm
d_i	průměr mezikruhov \acute{e} š \acute{t} ěrbiny	mm
d_j	malý průměr jehly	mm
d_k	průměr kuličky elektromagnetického ventilu	mm
$d_{k\text{ ekv } i}$	ekvivalentní průměry prostorů kolem jehly	mm
d_{mj1}	malý průměr kuželového mezikruží nad hrotem jehly	mm
d_{mj2}	velký průměr kuželového mezikruží nad hrotem jehly	mm
d_{pi}	průměry pružin elektromagnetického ventilu	mm
d_{pRP}	průměr průtočné plochy nad řídicím pístem	mm
d_{RP}	průměr řídicího pístu	mm
d_s	průměr kontaktní kružnice sedla a kuličky ventilu	mm
d_{vj}	průměr vedení jehly	mm
d_{vRP}	průměr vedení RP	mm
D_{ki}	vnější průměr prostoru kolem jehly	mm
D	průměr vinutí přitlačné pružiny	mm
D_i	průměry vinutí pružin elektromagnetického ventilu	mm
E	modul objemové pružnosti kapaliny	MPa
F_b	tlumicí síla	N
F_d	dynamická síla	N
F_l	elektromagnetická síla ventilu	N
F_{k1}, F_{k2}	síly od předepjatých pružin elektromagnetického ventilu	N
F_p	přítlačná pružina pružiny jehly	N
F_p	přítlačná síla pružiny elektromagnetického ventilu	N
F_{pal}	tlaková síla paliva pod kuličkou elektromagnetického ventilu	N
F_v	síla odporu okolního prostředí	N
F_z	obecná zatěžující síla	N

F_0	velikost předpětí přitlačné pružiny jehly	N
G	modul pružnosti ve smyku	MPa
h	šířka štěrbiny ze vedení jehly a řídicího pístu	μm
h_a	axiální vůle mezi řídicím pístem a jeho dorazem	mm
h_{\square}	vzdálenost protilehlých ploch vedení jehly	mm
h_0	volná délka přitlačné pružiny	mm
$I, I(t)$	vstupní proud cívky elektromagnetického ventilu	A
k	tuhost pružiny	$\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$
k_v	součinitel odporu prostředí	-
k_i	tuhosti jednotlivých oddílů posuvné skupiny	$\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$
k_I	konstanta úměrnosti cívky elektromagnetického ventilu	$\text{N}\cdot\text{A}^{-1}$
$k_{\text{kon},i}$	kontaktní tuhosti krajních poloh elektromagnetického ventilu	$\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$
k_{pi}	tuhosti pružin elektromagnetického ventilu	$\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$
k_1, k_2	tuhosti pružin elektromagnetického ventilu	$\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$
l_i	délky jednotlivých prostorů kolem jehly	mm
Δl	deformace	mm
Δl_i	deformace jednotlivých oddílů posuvné skupiny	mm
Δl_{pi}	předpětí jednotlivých pružin elektromagnetického ventilu	mm
L	délka štěrbiny	mm
L_i	délka vedení	mm
L_{vj}	délka vedení jehly	mm
L_{vRP}	délka vedení řídicího pístu	mm
m_p	velikost posuvných hmot elektromagnetického ventilu	mm
M_i	náhradní hmotnosti jednotlivých sekcí posuvné skupiny	mm
M_t	točivý moment motoru	Nm
n	otáčky motoru	min^{-1}
n_{ε}	počet činných závitů přitlačné pružiny	-
$n_{\varepsilon i}$	počty činných závitů jednotlivých pružin elektromagnetického ventilu	-
p	tlak	MPa
p_{exp}	průběh tlaku v přívodním vedení zjištěný experimentem	MPa
p_{cyl}	tlak ve válci	MPa
p_{pal}	ustálený tlak paliva	MPa
p_{ref}	referenční tlak	MPa
p_{sim}	průběh tlaku v přívodním vedení získaný simulací	
p_0	referenční tlak	MPa
Δp	tlakový spád na šterbině	MPa

S_{ki}	průtočné plochy kolem jehly	mm^2
S_i	styčná plocha ve vedení jehly a řídicího pístu	mm^2
S_{RP}	činná plocha řídicího pístu	mm^2
S_{mj}	činná plocha kuželové části jehly nad hrotem	mm^2
S_j	průtočná plocha pod jehlou	mm^2
S_{pRP}	průtočná plocha řídicího pístu	mm^2
S_k	činná plocha pod kuličkou elektromagnetického ventilu	mm^2
t	čas	s
T	termodynamická teplota	K
T_{ref}	referenční termodynamická teplota	K
u	rychlost	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
u_0	vzájemná rychlost pohybu součástí ve vedení jehly a řídicího pístu	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
v	rychlost pohybu	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
x	souřadnice ve směru proudění štěrbinou	mm
x_i	souřadnice působících sil na posuvnou skupinu	mm
x_{kon}	velikost průniku náhradní hmoty mimo rozsah volného pohybu	mm
x_{max}	axiální vůle v elektromagnetickém ventilu	mm
x_0	počáteční stlačení přítlačné pružiny jehly	mm
Δx_i	deformace sekcí posuvné skupiny	mm
$x(t)$	zdvih kuličky elektromagnetického ventilu	mm
z	souřadnice ve směru kolmém na proudění štěrbinou	mm
z_j	zdvih jehly	mm
z_{RP}	zdvih řídicího pístu	mm
z_k	zdvih kuličky elektromagnetického ventilu	mm
α	vrcholový úhel výseče	°
α_j	vrcholový úhel jehly	°
α_s	vrcholový úhel sedla elektromagnetického ventilu	°
δ	stlačitelnost kapaliny	MPa^{-1}
ζ	poměrný útlum	-
μ	dynamická viskozita, průtokový součinitel	$\text{Pa}\cdot\text{s}$, -
ρ	hustota kapaliny	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$
ρ_0	referenční hustota kapaliny	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$
τ	tečné napětí	Pa

Obsah

Obsah	1
1 Úvod.....	12
2 Rozbor problematiky se zaměřením na užitková vozidla.....	13
2.1 Vstřikovače systému Common Rail druhé generace.....	15
2.1.1 Konstrukce a princip činnosti.....	15
2.1.2 Parametry a průběh vstřiku.....	17
2.1.2.1 Vstřikovací tlak.....	18
2.1.2.2 Počátek vstřiku.....	18
2.1.2.3 Průběh zákona vstřiku.....	19
2.2 Požadavky na čistotu a viskozitu paliv se zaměřením na MONA.....	20
2.2.1 Nečistoty v palivu.....	23
2.2.2 Filtrace paliva.....	26
2.2.3 Viskozita paliva.....	28
2.3 Biopaliva a jejich účinky na vstřikovač.....	29
2.4 Porovnání fyzikálních vlastností uvažovaných používaných biopaliv paliv.....	31
3 Výpočtový model.....	33
3.1 Účel a cíle vytvoření modelu.....	33
3.2 Popis motoru a palivové soustavy.....	33
3.3 Vstupní veličiny.....	34
3.4 Obecná zjednodušení výpočtového modelu.....	35
3.5 Popis prostředí GT-Fuel.....	36
3.6 Seznam v modelu použitých prvků a popis jejich použití.....	37
3.7 Popis výpočtového modelu.....	39
3.7.1 Část palivového systému před vstřikovačem.....	39
3.7.2 Vstřikovač.....	41
3.7.2.1 Hydraulická část vstřikovače.....	41
3.7.2.2 Posuvná skupina.....	46
3.7.2.3 Interakce mezi mechanickou a kapalinou částí.....	54
3.7.2.4 Elektromagnetický řídicí ventil.....	59
3.8 Popis vstupních veličin výpočtového modelu odvislých od pracovního bodu motoru.....	68
3.8.1 Tlak paliva v zásobníku.....	69
3.8.2 Průběh zdvihu elektromagnetického ventilu.....	69

3.8.3 Průběh protitlaku ve válci.....	70
3.9 Nalezení optimálních hodnot laděných parametrů.....	70
3.10 Výsledky simulace a jejich porovnání s experimentálními daty.....	72
3.11 Zhodnocení.....	74
4 Porovnání dějů probíhajících v palivové soustavě při použití paliv.....	75
4.1 Vymezení uvažovaných paliv, sledovaných vlastností a jejich zadání do výpočtového modelu.....	75
4.2 Porovnání výsledků simulace s odlišnými palivy a vyhodnocení odlišností.....	76
4.2.1 Methylester řepkového oleje.....	76
4.2.2 Směsi nafty a methylesteru.....	78
4.2.3 Olejová paliva	79
4.3 Návrh úprav: důvody a jejich přínosy.....	84
5 Závěr.....	87
6 Seznam použité literatury.....	88

1 Úvod

S rostoucími nároky na spalovací motory, ve formě zpřísňujících se limitů škodlivin ve výfukových plynech, limitů hlučnosti a požadavků na nízkou spotřebu paliva, jsou kladeny stále větší požadavky na jednotlivé konstrukční soustavy motoru. Vstřikovací systém vznětových motorů není výjimkou a současný vývoj v této oblasti dospěl k systému Common Rail jakožto technologii s největším potenciálem k plnění uvedených požadavků. Jeho úkolem je provedení vstřiku paliva do válce s přesně danými parametry, např. množstvím vstříknutého paliva, počátkem vstřiku a délkou vstřiku.

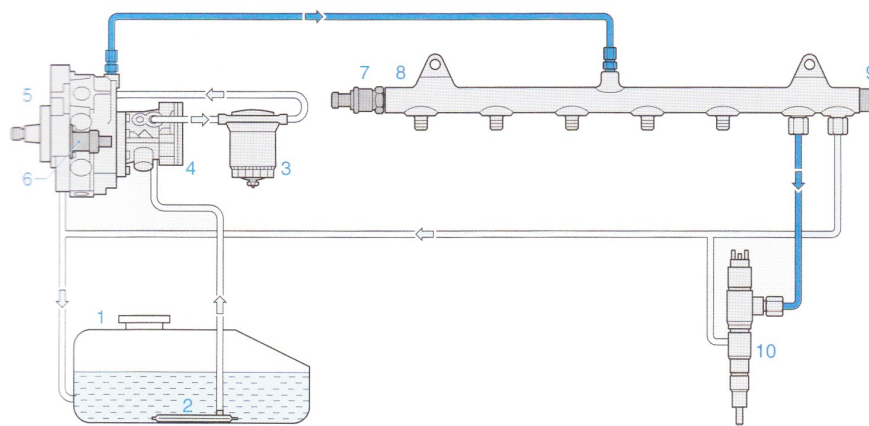
Dnešní systémy Common Rail tento úkol splňují s velkou přesností, spolehlivostí a životností, avšak jen za předpokladu použití motorové nafty, která splňuje normou stanovené vlastnosti. Jinak tomu je u biopaliv, která mají oproti naftě jiné vlastnosti s nezaručenou stálostí. Proto výrobci vznětových motorů nepovolují u palivových systémů Common Rail jejich použití. Panují opodstatněné obavy o životnost a spolehlivost nejen systémů Common Rail, ale i celého motoru.

Přesto existuje řada experimentálních prací, např. [1], [2] a [3], které používají elektromagneticky ovládané vstřikovače Common Rail určené pro motorovou naftu i pro nejruznější příměsi rostlinných a živočišných olejů.

Cílem mé práce je vytvoření experimentem verifikovaného matematického modelu pro vstřikovače typu Common Rail. Pomocí tohoto modelu ověřit možnosti použití směsných a olejnatých paliv z obnovitelných zdrojů z hlediska funkce a průtočnosti vstřikovače Common Rail druhé generace s ohledem na jejich fyzikální vlastnosti.

2 Rozbor problematiky se zaměřením na užitková vozidla

Vstřikovací systém Common Rail lze rozdělit podle tlaku paliva na dvě části: nízkotlakou a vysokotlakou. Příklad používaného uspořádání systému Common Rail pro nákladní automobily ilustruje následující obrázek s popisem principu činnosti.



Obrázek 1 Obrázek systému Common Rail pro nákladní vozidla [4]

Palivo je z palivové nádrže (1) nasáváno přes předřadný palivový filtr (2) do nízkotlakého podávacího zubového čerpadla (4), které je umístěno na tělese vysokotlakého čerpadla (5). Z něj je vytlačováno přes palivový filtr (3) do vysokotlakého čerpadla, kde proběhne jeho vytlačení písty a tak i zvýšení jeho tlaku, čímž přechází do vysokotlaké části systému (znázorněné tmavě modrou barvou), odkud je dále dopraveno vysokotlakým potrubím do tlakového zásobníku (8), tzv. Railu. Zde je uchováváno pod vysokým tlakem, který je odvislý od generace systému Common Rail a je předem definovanou funkcí provozního stavu motoru. Zásobník paliva je vybaven snímačem tlaku (7), jenž podává informace o tlaku paliva v Railu řídicí jednotce motoru, a omezovacím tlakovým ventilem (9) bránícím překročení povoleného tlaku v zásobníku. Zásobník paliva je vysokotlakým potrubím propojen s jednotlivými vstřikovači (10), takže palivo je udržováno pod vysokým tlakem a tak stále připraveno ke vstřiku vstřikovači.

Počátky použití palivových systémů na principu dnes označovaném Common Rail (tj. uspořádání se zásobníkem paliva, ve kterém byl trvale udržován potřebný tlak, propojeným se vstřikovači) spadají do období nahrazování pneumatického vstřikování paliva dokonalejšími systémy. Avšak díky tehdejší úrovni technické vyspělosti byly na hony vzdáleny dnešním systémům této koncepce. Dosahovaly vstřikovacích tlaků (10 až 15) MPa a měly řadu nedostatků: velké ztráty paliva svodovými propustnostmi způsobené vůlemi mezi

součástmi, obtížná regulace vstřikovaného množství paliva díky mechanickému ovládání otvírání ventilů vstřikovačů a další. Z těchto důvodů se neprosadily a zůstaly prakticky nepoužívané ve stínu ostatních koncepcí palivových systémů vznětových motorů.

Další vývoj této koncepce započal vytvořením prototypu systému Common Rail koncem šedesátých let. Následně probíhal v letech 1976 až 1992 výzkum na ETH Zürich (*Eidgenössische Technische Hochschule Zürich*), na jehož základech vznikl prototyp systému „Unijet“, který byl vyvinut firmami Magneti Marelli, Centro Ricerche Fiat a Elasis na konci osmdesátých let dvacátého století. Následně byl vývoj převzat firmou Bosch za účelem průmyslové produkce. Prvními sériově vyráběnými osobními automobily se systémem vstřikování Common Rail byly vozy firem Alfa Romeo a Mercedes Benz roku 1997.

Je samozřejmé, že po uvedení na trh došlo k dalšímu vývoji tohoto palivového systému. V průběhu dalších let byly vyvinuty další vývojové stupně, generace, vyznačující se zvyšujícími se vstřikovacími tlaky, rostoucím počtem možných jednotlivých vstřiků a lepšími možnostmi jejich tvarování.

První generace se datuje k roku 1997, pracuje se vstřikovacími tlaky (140 až 160) MPa a průběh zákona vstřiku, tj. průběh hmotnostního průtoku paliva tryskou v závislosti na čase, se sestává ze dvou jednotlivých vstřiků paliva. První vstřik nepatrného množství paliva, tzv. předvstřik, plní úlohu snížení rychlosti nárůstu spalovacího tlaku za účelem snížení hluku spalování, typického pro vznětové motory. Těsně za ním následuje hlavní vstřik paliva, kterým je dodána naprostá většina paliva do válce. Vstřik paliva vstřikovači tohoto systému je ovládán proudovým impulsem přivedeným do cívky elektromagnetického ventilu.

Druhá generace byla uvedena roku 2001. Pracuje jednak s vstřikovacími tlaky v rozmezí 160 MPa až 200 MPa a navíc přidává třetí dílčí vstřik paliva. Tento tzv. blízký dostřik následuje ihned za hlavním vstřikem a jeho účelem je snížit emise pevných částic. Tato generace rovněž používá elektromagnetický ventil k ovládání tlaku nad řídicím pístem.

Třetí generace se vyznačuje rovněž maximálními vstřikovacími tlaky 160 MPa až 200 MPa. Navíc byl zvýšen počet možných dílčích vstřiků až na 5 za celý vstřikovací cyklus. Toto zvýšení bylo umožněno použitím piezoelektrického ovladače, který disponuje přibližně čtyřnásobnou rychlostí odezvy oproti elektromagnetickému ventilu, a jeho umístěním v blízkosti jehly, čímž došlo k redukci posuvných hmot.

Vlastní piezoelektrický ovladač se sestává z několika set vrstev piezoelektrické

keramiky, která vykazuje piezoelektrické vlastnosti. Při činnosti tohoto piezoelektrického členu je využíváno tzv. inverzního piezoelektrického jevu, kdy při přivedení napětí o velikosti 110 V až 150 V na stanovené strany krystalu dojde ke kladné délkové deformaci v řádu setin milimetrů. Touto deformací je ovládán řídicí ventil a jím změna tlaku nad jehlou a následně tak zdvih jehly. Díky vyšší reakční rychlosti nabízí větší možnosti vytváření strategie průběhu vstříku v závislosti na provozním režimu motoru.

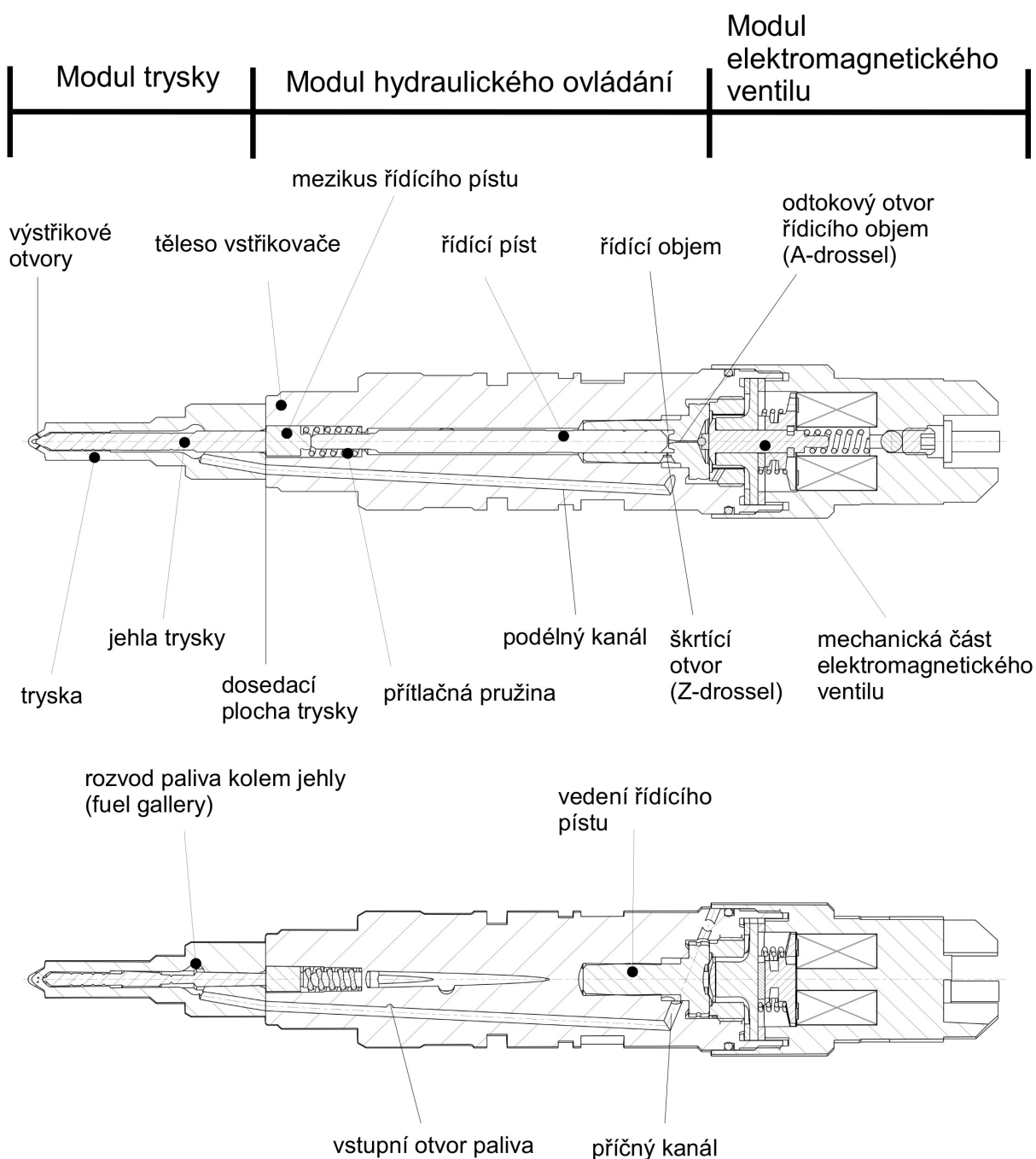
U čtvrté, zatím nejnovější generace, došlo k dalšímu zvýšení vstřikovacího tlaku. Například firma Bosch garantuje u systému této generace vstřikovací tlak v rozmezí 210 až 250 MPa. Zároveň byl změněn způsob, jakým je tohoto vstřikovacího tlaku dosaženo. Vysokotlakým čerpadlem je palivo dodáváno do vstřikovače pod tlakem v rozmezí 90 až 135 MPa a pod tímto tlakem je také do dodáváno do vstřikovačů. V nich však dochází k vypínatelnému zvýšení tlakovým převodníkem na bázi multiplikátoru s poměrem činných ploch 1:2, čímž je dosaženo výše uvedených hodnot vstřikovacího tlaku. Díky možnosti ovládání hydraulického zesilovače je možné určit, zda bude palivo vstřikováno pod původním, nebo zesíleným tlakem. Tato vlastnost s sebou přináší širší možnosti řízením průběhu zákona vstříku a to zejména hlavního vstříku. Možnosti řízení průběhu hlavního vstříku jsou blíže popsány v [5].

2.1 Vstřikovače systému Common Rail druhé generace

Jedná se o vstřikovače řízené elektromagnetickým ventilem a v současné době jsou používány u většiny vznětových motorů určených pro užitková vozidla.

2.1.1 Konstrukce a princip činnosti

Vlastní vstřikovač se, z důvodu zajištění modularity, sestává z několika funkčních celků. Těmito jsou modul vstřikovací trysky, hydraulický ovládací modul a modul elektromagnetického ventilu. Představu o konstrukci a principu činnosti podává následující obrázek.



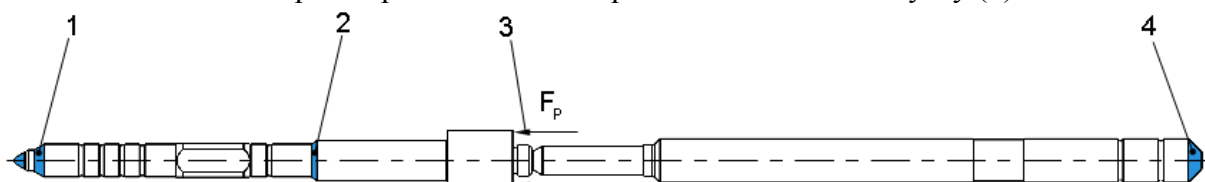
Obrázek 2 Řez vstřikovačem systému Common Rail druhé generace

Palivo je do vstřikovače přiváděno vstupním otvorem, odkud postupuje do podélného rozváděcího kanálu. Tímto kanálem je rozváděno do dvou míst. Za prvé ke vstupnímu otvoru trysky, který se nachází v dosedací rovině trysky, a za druhé na konec podélného kanálu, z něž pokračuje krátkým příčným kanálem přes vstupní škrťací otvor do vlastního řídicího objemu sousedícího s řídicím pístem. Odtud je přes výstupní škrťací prvek odpouštěno elektromagneticky ovládaným ventilem. Na druhé straně vstupuje do trysky, prochází rozváděcím kanálem kolem jehly (v zarh. literatuře fuel gallery), odkud pokračuje ke hrotu jehly, odkud při zdvihu jehly protéká výstřikovými otvory a je vstřikováno do spalovacího

prostoru.

Na soustavu jehla – mezikus řídicího pístu – řídicí píst, jež bude dále nazývána pouze jako posuvná skupina, přitom působí následující síly:

- tlaková síla od paliva působící na hrot jehly působící směrem od hrotu trysky (1)
- tlaková síla od paliva na mezikruží jehly působící směrem od hrotu trysky (2)
- síla F_P od předepjaté pružiny působící směrem ke hrotu trysky (3)
- tlaková síla od paliva působící na řídicí píst směrem ke hrotu trysky (4)



Obrázek 3 Pohyblivá soustava vstřikovače

V uzavřeném stavu vstřikovače je výslednice těchto sil taková, že je jehla vtlačována do sedla a je tak zamezeno vstřiku paliva. V okamžiku, kdy má dojít k aktivaci vstřikovače, vyšle řídicí jednotka proudový signál do elektromagnetického ventilu, díky němuž elektromagnetická síla vyvozená v kotvě cívky překoná sílu vratné pružiny a dojde k posunu jádra. Tímto je umožněno kuličce elektromagnetického ventilu odlehnutí od kuželového sedla a tím uvolnění odtoku paliva z řídicího prostoru. V důsledku odtoku paliva z řídicího prostoru dojde v tomto ke snížení tlakové síly působící na řídicí píst a změně výslednice sil působících na pohyblivou soustavu a tak i k otevření trysky a zahájení vstřiku paliva. Má-li dojít k ukončení vstřiku paliva, přestane řídicí jednotka dodávat elektrický proud do cívky elektromagnetického ventilu a dojde k jeho uzavření a tím i k obnovení tlaku v řídicím prostoru a následnému zatlačení jehly zpět do sedla a ukončení vstřiku.

2.1.2 Parametry a průběh vstřiku

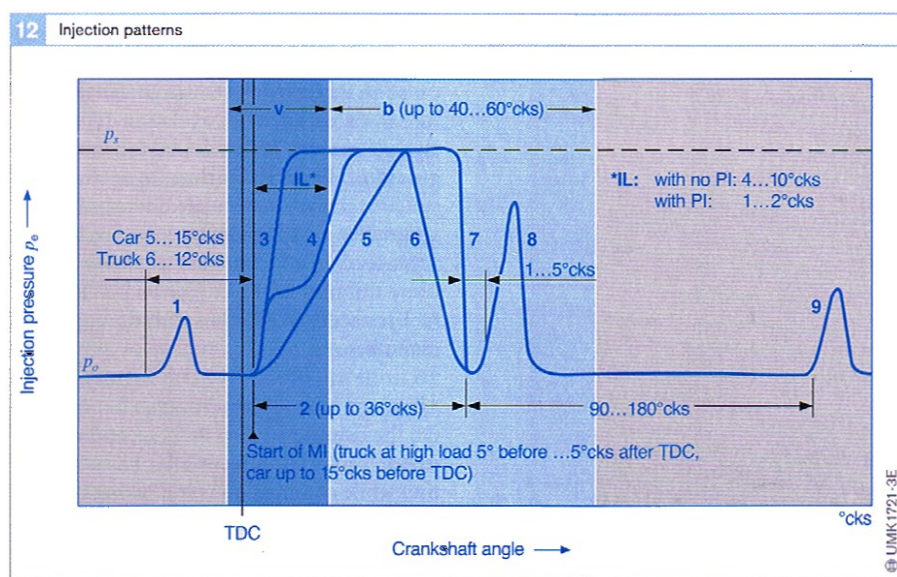
Hlavní odlišnost systému Common Rail, oproti ostatním palivovým systémům vznětových motorů, je v neustálém udržování paliva v tlakovém zásobníku pod vysokým tlakem a tím neustálé připravenosti ke vstřiku do válce vstřikovači.

Tato odlišnost umožňuje měnit větší množství parametrů vstřiku paliva do válce podle provozního stavu motoru, ale zároveň bez přímého omezení tímto stavem. Mezi základní parametry charakterizující vstřik patří: vstřikovací tlak, počátek vstřiku, průběh tzv. zákona vstřiku, s ním související počet jednotlivých vstřiků, množství paliva vstříknuté v jednotlivých vstřicích, průběh hlavního vstřiku a celková délka vstřiku.

a provozní stav motoru, zejména teplotu chladicí kapaliny. Počátek hlavního vstřiku se u motorů pro užitková vozidla se podle [7] obvykle pohybuje v hodnotách 4° až 12° klikového hřídele před horní úvratí pístu pro nízká zatížení a volnoběh, 6° před horní úvratí a až 2° klikového hřídele za horní úvratí pístu pro plné zatížení.

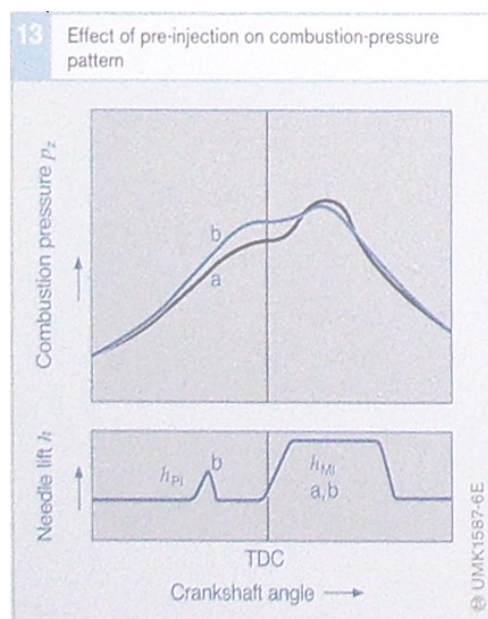
2.1.2.3 Průběh zákona vstřiku

Vstřik paliva do válce je za účelem dosažení optimálního průběhu hoření rozdělen na několik dílčích vstřiků podle pracovního bodu motoru. Obrázek ilustruje možný průběh zákona vstřiku koncepce Common Rail druhé generace a funkci jednotlivých dílčích vstřiků.



Obrázek 5 Příklad průběhu zákona vstřiku systému Common Rail 2. generace [7]

Prvním vstřikem tzv. předvstřik (1), při němž je do spalovacího prostoru vstříknuto palivo o objemu několika málo jednotek mm^3 . Tento vstřik má za úkol připravit náplň spalovacího prostoru na provedení hlavního vstřiku a to jednak zvýšením teploty, díky němuž dojde ke snížení průtahu vznícení u hlavního vstřiku, jakož i ke zvýšení tlaku ve válci, v důsledku čehož se sníží rychlost nárůstu tlaku při hoření paliva vstříknutého v průběhu hlavního vstřiku, což příznivě ovlivňuje hluk vytvářený v průběhu spalování. Navíc přispívá k ploššímu průběhu teploty ve válci, čímž snižuje emise oxidů dusíku. Rozdíl průběhů spalovacích tlaku bez a s předvstřikem ilustruje obrázek 6.



Obrázek 6 Vliv předvstřiku na průběh spalovacího tlaku [7]

Po předvstřiku následuje hlavní vstřik (jeho varianty 3 a 4 pro náběh, 7 pro ukončení vstřiku, 5 a 6 typický průběh vstřiku pro konvenční vačkou poháněné palivové systémy), jehož hlavním úkolem je dopravit do válce motoru palivo, jehož spálením dojde k přivedení většiny tepla do pracovního oběhu. Tento vstřik je výhodné tvarovat s ohledem na tvorbu oxidů dusíku a pevných částic. Vstřikovače druhé generace systému Common Rail mají možnosti tvarování hlavního vstřiku velmi omezené, proto není vliv tvaru hlavního vstřiku blíže popsán, bližší informace lze nalézt například v [7].

Těsně za hlavním vstřikem následuje tzv. blízký dostřik (8), který probíhá ještě v průběhu spalování hlavní dávky paliva. Smyslem tohoto vstřiku je provést opětovné spálení obsahu válce obsahujícího saze, čímž dojde k jejich spálení a tím i snížení jejich výsledného množství o 20 až 70%.

V některých situacích je k předchozím vstřikům přidávám ještě pozdní dostřik (9). K tomuto dochází do 200° KH po horní úvrati a vstříknuté palivo není spáleno, nýbrž se odpaří vlivem vysoké teploty výfukových plynů. Pozdní dostřik je používán převážně k obohacení výfukových plynů o uhlovodíky, čímž je rovněž zvýšena teplota výfukových oxidací plynů v oxidačním katalyzátoru. Toto množství bývá rovněž používáno k regeneraci zásobníkového katalyzátoru nebo filtru pevných částic.

2.2 Požadavky na čistotu a viskozitu paliv se zaměřením na MONA

Je zřejmé, že chování palivové soustavy během dodávky paliva a její provozní vlastnosti budou odvislé od vlastností paliva. Palivová soustava bude ovlivňována především fyzikálními vlastnostmi, chemickým složením a nečistotami přítomnými v palivu, přičemž ovlivňován bude průběh vstřiku paliva, energetická náročnost, spolehlivost a životnost systému. Palivový systém typu Common Rail v tomto ohledu není výjimkou, praktické zkušenosti ukazují, že je velmi citlivý na nečistoty přítomné v palivu a na některé jeho kvalitativní vlastnosti, zvláště pak mazavost. Z jednotlivých součástí systému Common Rail jsou na vlastnosti paliva zvláště citlivé vysokotlaké palivové čerpadlo a vstřikovač.

Z důvodu nutnosti odebírat v reálném provozu pohonných jednotek palivo v různých geografických polohách a tím i od různých dodavatelů bylo nutné stanovit legislativní limity pro vlastnosti paliv používaných ve spalovacích motorech. Tímto jsou zaručeny ekvivalentní podmínky provozu bez ohledu na dodavatele paliva, a tím je umožněno použití takovýchto systémů, které jsou velmi citlivé na změnu vlastností paliva. Tlakem na dodržování těchto kvalitativních limitů jsou zároveň chráněni spotřebitelé před škodami způsobenými použitím závadného paliva.

V Evropské unii jsou vlastnosti motorové nafty jakožto paliva pro vznětové motory stanoveny normou EN 590 viz tabulka 1.

Vlastnost	Hodnota	Jednotka
Cetanové číslo	≥ 51	-
Cetanový index	≥ 46	-
Filtrační limit	+5 až -20	°C
Hustota při 15°C	820 až 845	kg·m ⁻³
Kinematická viskozita při 40°C	2 až 4,5	mm ² ·s ⁻¹
Mazavost	≤ 460	μm
Obsah síry	≤ 10	ppm
Obsah vlhkosti	≤ 200	mg·kg ⁻¹
Nečistoty celkem	≤ 24	mg·kg ⁻¹
Obsah FAME	≤ 5	% obj.

Tabulka 1 Vybrané vlastnosti motorové nafty vyžadované EN 590

Cetanové číslo je porovnávací veličina vyjadřující schopnost samovznícení směsi paliva se vzduchem. Velikost cetanového čísla 100 představuje snadné vznícení, přičemž chování při zkoušce odpovídá n-hexadekanu (cetanu), a hodnota 0 odpovídá obtížnému vznícení, tedy vznícení odpovídající α-methyl naftalenu.

Cetanový index je další parametr vyjadřující kvalitu vznícení, který je vypočten z hustoty a vybraných bodů destilační křivky. Tento čistě matematický parametr není ovlivněn přísadami pro zlepšení cetanového čísla a do normy EN 590 byl zařazen za účelem omezení použití přísad zvyšujících cetanové číslo, protože průběh hoření paliva se stejným cetanovým číslem, ale různým množstvím přísad toto číslo zlepšujícími, je odlišný.

Filtrační limit udává teplotu, při níž je zajištěn bezproblémový průtok paliva filtrem. Při nízkých teplotách totiž dochází k vytváření parafrinových krystalů, které v dostatečném množství mohou způsobit přerušování průtoku paliva filtrem. Množství vytvářených krystalů a jejich velikost lze ovlivnit přidáním přísad k tomu určených. Teplota odpovídající filtračnímu limitu není pevně daná pro celou oblast platnosti Evropských norem, ale je stanovena jednotlivými státy z důvodu různých klimatických podmínek.

Hustotou paliva je dáno hmotnostní množství paliva vstříknutého do válce a tím i výkonové a emisní vlastnosti motoru. Pro správnou funkci motoru je důležité, aby rozptýlené množství paliva vstřikovaného při provozu v konkrétním pracovním bodě bylo co nejmenší, k čemuž přispívá úzké toleranční pole hustoty paliva.

Viskozita udává odpor tekutiny vůči pohybu jako následek vnitřního tření. Její velikost výrazně ovlivňuje průtok paliva zúženými průřezy, mezi které patří například výstřikové otvůrky, škrticí prvky vstřikovače a funkční vůle. Změna viskozity vyvolá změnu průtoku jednotlivými škrticími prvky a tím i změnu tlakového úbytku na nich. V důsledku toho lze očekávat změnu sil působících na pohyblivé prvky vstřikovače a tím i změnu množství vstříknutého paliva a průběhu vstřiku. Viskozitou je rovněž ovlivňován útlum tlakových vln vznikajících při činnosti palivové soustavy. Aby bylo možné provést co nejpřesnější vstřik paliva, je nutné zajistit, aby se viskozita pohybovala v určitých mezích. Z tohoto důvodu je také zařazena do vlastností specifikovaných normou.

Mazavost je schopnost kapaliny vytvořit mazací film a snížit tak tření a mechanické opotřebení pohybujících se součástí. Cílem předepsání mazavosti normou je zajistit nízké tření, které se ve vstřikovačích projevuje snížením třecích sil při pohybu jehly a tím zlepšení reakční doby vstřikovače, a tak zajistit i nízké hodnoty mechanického opotřebení, čímž je dosaženo jednoho z předpokladů pro spolehlivý provoz při dlouhé životnosti. Ke klasifikaci mazavosti je používáno metody vysokofrekvenčního vratného pohybu. Při této zkoušce je ocelová kulička uchycena do držáku, přičemž tento následně koná přímočarý vratný pohyb při současném přitlačování kuličky na rovinnou desku pokrytou palivovým filmem. Výsledkem této zkoušky je průměr plošky vzniklé opotřebením (označovaný jako Wear Scar Diameter - WSD), který nesmí přesáhnout povolenou mez.

Obsah síry chemicky vázané v palivu je klíčový pro tvorbu sloučenin síry při jeho spalování. Tyto sloučeniny, jako například oxid siřičitý, mají negativní vliv na zařízení pro snížení obsahu oxidů dusíku ve výfukových plynech a navíc představuje zdravotní riziko.

Vlhkost v palivu má zásadní vliv na funkčnost palivové soustavy. Motorová nafta je schopná rozpustit přibližně $100 \text{ mg} \cdot \text{kg}^{-1}$ vody, při překročení této hranice dojde k vylučování vody ve formě emulze. Z důvodu možného poškození součástí palivového systému, zejména vysokotlakého čerpadla, je zapotřebí zamezit vyššímu obsahu vody v palivu.

Celkový obsah nečistot vyjadřuje celkové množství cizích nerozpuštěných částic v palivu jako prach, korozní částice či nerozpuštěné organické látky. Část z těchto látek, např. křemičitany obsažené v prachu, vykazuje vyšší tvrdost, než materiál součástí. Díky této skutečnosti může docházet k erozivnímu a abrazivnímu poškození některých částí palivového systému.

Obsah FAME, tj. methylesteru mastných kyselin, je dán požadavkem na využívání paliv z obnovitelných zdrojů. Protože však FAME vykazuje odlišné vlastnosti oproti naftě, jako například hustota, viskozita a oxidační stabilita, je nutné, z důvodu jejich zachování v přípustných mezích, jeho obsah omezit.

2.2.1 Nečistoty v palivu

Nečistota je nežádoucí, z hlediska paliva nepůvodní látka, jejíž výskyt může zhoršit, nebo dokonce ohrozit funkci některé součásti motoru nebo může zhoršit jeho emisní vlastnosti. Nečistoty v palivu, lze roztřídit podle jejich druhu.

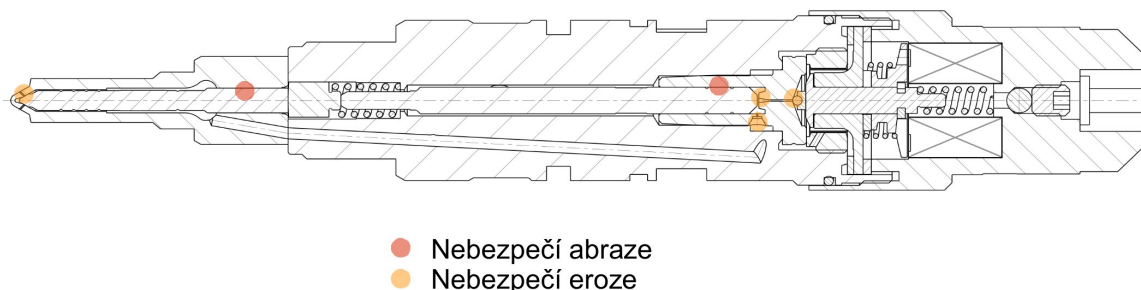
Mechanické nečistoty

Pod pojmem mechanické nečistoty se rozumějí nečistoty nacházející se v palivu v pevném skupenství, dle EN 590 je jejich maximální přípustná mez $24 \text{ mg} \cdot \text{kg}^{-1}$.

Podle [7] v Evropě prodáváná motorová nafta obsahuje však kolem 100 000 částic na 100 ml, přičemž se velmi často jedná o prachové nečistoty na bázi křemíku, který vykazuje větší tvrdost, než ocel. Největší nebezpečí pro palivový systém představují nečistoty o velikostech 6 až 7 μm .

Pro všechny palivové komponenty znamená přítomnost mechanických částic nebezpečí eroze a abraze. Těmito vlivy jsou ohroženy hlavně následující uzly vstřikovače popisovaného systému Common Rail:

- sedlo a hrot jehly
- posuvné vedení jehly v trysce
- posuvné vedení řídicího pístu
- škrticí elementy vstřikovače sousedící s řídicím objemem
- sedlo elektromagnetického ventilu



Obrázek 7 Místa ve vstřikovači s nebezpečím poškození mechanickými nečistotami

Při erozi dochází působením kinetické energie částic, jejichž tvrdost je vyšší, nebo srovnatelná s materiálem součásti, k postupnému omílání povrchu součásti. Tato forma opotřebení je nejvíce patrná v oblastech s vysokou rychlostí proudění v místech výrazných tvarových změn a malých průtokových průřezů. Takovými místy jsou sedlo a hrot jehly, škrticí elementy sousedící s řídicím objemem a součásti elektromagnetického ventilu řídicí průtok paliva (sedlo a kulička ventilu). V důsledku eroze dochází k obroušování hran, čímž jsou ovlivněny průtokové poměry a tím změněno i množství protékajícího paliva a s ním související tlakový spád, což může narušit správnou funkci vstřikovače. Navíc existuje nebezpečí stavu, kdy opotřebení uzavíracích prvků není rovnoměrné po obvodu těchto prvků, přičemž tento stav může vyústit v jejich netěsnost. Tato se na funkci elektromagnetického ventilu projeví průtokem paliva i v uzavřeném stavu, který zhorší účinnost soustavy a v extrémním případě hrozí nebezpečí poklesu tlaku v řídicím objemu pod mez, kdy dojde k otevření vstřikovače. Obdobné riziko panuje i v sedle jehly, kdy případná netěsnost vede ke vnikání paliva do válce i v době uzavřeného vstřikovače, čímž dojde k výraznému zhoršení emisí škodlivých látek a v případě velké netěsnosti i poškození motoru. Nejvíce a nejrychleji podléhají erozivním účinkům ostré hrany. Snížení erozních účinků je jedním z důvodů, proč jsou ostré přechody ve vstřikovačích zaoblovány.

K abrazi dochází v místech silového kontaktu částic s povrchem součásti. Ve vstřikovači jsou takové podmínky v místě vedení jehly v trysce a v místě vedení řídicího pístu, kde částice nečistoty vnikají do vedení díky funkčním vůlím mezi těmito součástmi. Zde dochází jednak k narušení mazacího filmu tvořeného palivem jako i k třecí abrazi

částicemi nečistot při pohybu jehly ve vedení. Důsledkem těchto vlivů jsou zvýšené přestavné síly, které zhoršují dynamiku pohybu jehly a mechanické opotřebení vedení vedoucí ke zvýšení svodových propustností a tím i ke zvýšení energetické náročnosti palivového systému.

Účinkem erozivního a abrazivního opotřebení není pouze zvýšení svodových propustností, nebo změna přestavujících sil, ale v jejich důsledku hlavně změna průběhu vstříku a množství vstříknutého paliva jako odezvy na nezměněný průběh elektrického impulsu přivedeného do vstřikovače. K potlačení změny odezvy na vstupní impuls je u systému Common Rail implementována možnost určení množství vstříknutého paliva označovaná jako kalibrace na nulové množství, kdy je při volnoběžném režimu motoru ze zrychlení klikového hřídele během pracovního cyklu zjišťováno množství vstříknutého paliva s následnou korekcí elektrického impulsu, čímž je zajištěna konstantní velikost předvstříku a tím i emisní a hlukové vlastnosti motoru po celou dobu jeho životnosti.

Chemické nečistoty

Tímto termínem jsou označovány nečistoty přítomné v palivu, které se vyskytují v kapalně, nebo plynné fázi. Tyto se mohou vyskytovat v palivu v rozpuštěném, nebo vyloučeném stavu. K nejobvyklejším nečistotám této kategorie patří voda a vzduch.

Palivová nafta má schopnost pojmout určité množství vody v rozpuštěném stavu. Toto množství bývá udáváno přibližně jako $100 \text{ mg} \cdot \text{kg}^{-1}$ a je závislé na složení nafty a její teplotě. S vodou rozptýlenou v palivu, nejsou spojena rizika poškození palivového systému. Po překročení tohoto množství se kapalina v nerozpuštěné formě, kdy i malé množství nerozpuštěné vody může způsobit poškození součástí palivového systému. Uvádí se, že nejnáchylnější částí systému na tento druh znečištění je vysokotlaké čerpadlo. Ale i vstřikovači může vyloučená voda uškodit. Jedná se jednak o korozi a jednak o narušení mazacího filmu paliva. Vzhledem k tomu, že voda má výrazně menší mazavost než nafta, dochází při vzájemném pohybu součástí, ve vstřikovači pohybu posuvné skupiny, k nárůstu třecích sil a tím i ke zhoršení dynamické odezvy vstřikovače, nehledě na nebezpečí přidírávání a mechanického opotřebení.

Norma EN 590 povoluje v motorové naftě obsah $200 \text{ mg} \cdot \text{kg}^{-1}$ paliva, avšak není možné zaručit, že nedojde k jeho další kontaminaci vlhkostí z okolí. K této kontaminaci dochází jednak při doplňování paliva výměnou vzduchu v palivové nádrži s okolím,

kdy v něm obsažená vlhkost zkondenzuje a stane se součástí paliva, a jednak při skladování vlivem periodických teplotních změn vlivem střídání dne a noci, kdy dochází při nedokonalé těsnosti uzávěru nádrže k výměně vzduchu s okolím s následnou kondenzací vody v nádrži. Z tohoto důvodu bývají k zamezení poškození palivového systému vodou zachycovače nečistot vybaveny i odlučovači vody.

Také přítomnost vzduchu rozpuštěného v palivu má rovněž významný vliv na palivový systém Common Rail. Dochází totiž k výrazné změně stlačitelnosti paliva a tím i ovlivnění tlakových vln v přívodním vedení. Změnou stlačitelnosti však dojde ke změně rychlosti a velikosti těchto vln, což může negativně ovlivnit vstřikovací tlak v okamžiku hlavního vstřiku.

Nečistoty vyloučené z paliva

Vlivem teplotních a časových faktorů hrozí nebezpečí vyloučení nežádoucích látek. Tyto látky mohou tvořit úsady na součástech palivové soustavy a ohrožovat tak jejich funkci. Jedná se o produkty vzniklé při karbonizaci a rozpadu jednotlivých složek paliva.

Karbonizace je proces, ke kterému dochází za zvýšených teplot a při němž dochází k vylučování a napékání uhlíku na povrch součástí. V palivových soustavách vznětových motorů jsou vhodné podmínky pro ukládání uhlíku v oblasti výstřikových otvůrků. Tento proces může vyústit ve značné snížení průtočné plochy a tím i změnu paliva dodaného do válce a zhoršení rozprášení paliva, což negativně ovlivňuje emisní vlastnosti motoru. Další nebezpečí spočívá v tvorbě úsad v oblasti sedla jehly. Toto může vést ke ztrátě těsnosti sedla, nebo zapečení jehly a znemožnění jejího pohybu a tím i vstřiku paliva. Náchylnost paliva k tvorbě karbonových úsad vyjadřuje index ukládání uhlíku (carbon-deposit index). Nebezpečí ukládání karbonu v trysce lze předejít zajištěním dostatečného chlazení hrotu trysky a použitím paliva obsahujícího čisticí přísady.

Oxidační stabilita nabývá na významu se zaváděním a postupným zvyšováním podílu složek z obnovitelných zdrojů, protože rychlost jejich stárnutí je výrazně rychlejší oproti fosilním palivům. Působením nejrůznějších vlivů, mezi které patří zvýšená teplota, ultrafialové záření a časový faktor, dochází ke změnám chemického složení a vlastností těchto paliv.

2.2.2 Filtrace paliva

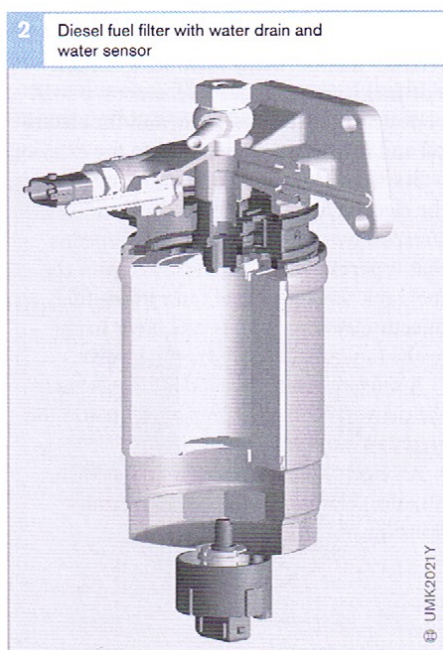
Z předchozího textu je zřejmé, že přítomnost výše zmíněných nečistot v palivu je

z důvodu spolehlivosti a životnosti palivového systému nepřijatelná. Z tohoto důvodu jsou na každé pohonné jednotce realizována opatření, která mají zabránit vniknutí těchto nečistot do částí palivového systému, které jsou na ně citlivé.

Těmito opatřeními jsou standardně filtrační jednotky s pevnou filtrační vložkou. Tyto kladou mechanickým nečistotám fyzickou překážku ve formě porézního materiálu, kdy díky malému rozměru otvorů ve filtračním médiu dochází ke spolehlivému zachycení částic od jejich určité velikosti. Tímto je zamezeno možnosti poškození vstřikovače a dalších součástí palivového systému mechanickými nečistotami. Systémy typu Common Rail bývají osazovány filtry vykazujícími schopnost zachycovat částice o rozměrech 3 až 5 μm při účinnosti 65 až 98,6% dle ISO/TR13353:1994.

Pevná filtrační vložka palivového filtru však není schopna zachytit kapalně a plynné nečistoty přítomné v palivu, které rovněž ohrožují činnost palivové soustavy. Z důvodu bývá u palivových systémů Common Rail prováděno odstranění alespoň nejčastější a nejproblematictější rozpuštěné vložky – vody.

Představu o fyzickém provedení filtrační jednotky s odlučovačem vody podává následující obrázek.



Obrázek 8 Palivový filtr s odlučovačem vody [7]

Princip odstranění vody odlučovačem spočívá v zachycení drobných kapek vody na straně filtrační vložky, kde dochází k zachycování pevných nečistot, přičemž voda není schopna protéct malými póry ve filtrační vložce. Postupem času dochází ke kumulaci vody na vnějším povrchu filtru, tvorbě vodních kapek a následně díky vyšší hustotě i klesání ke dnu

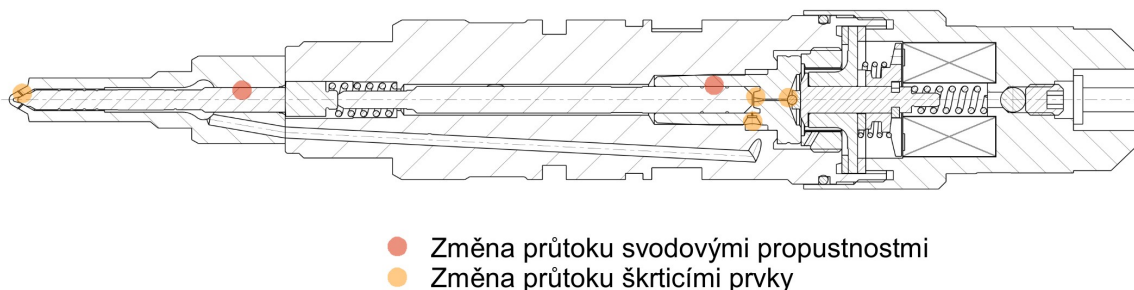
sběrné nádoby, odkud je odstraněna manuálním vypuštěním. Účinnost používaných odlučovačů vody dosahuje maximálně 93% při maximálním průtoku paliva dle ISO 4020:2001.

Další možností, jak omezit vliv nečistot na vstřikovač, je snížit jeho citlivost vůči nim. Jedním z nebezpečí nečistot je ohrožení vzájemné pohyblivosti dílů, kdy těmito místy jsou posuvná vedení jehly a řídicího pístu. Nebezpečí spočívá v uvíznutí nečistoty na vysokotlaké straně funkční vůle, z důvodu většího rozměru, než činní velikost vůle. Tímto dojde ke změně tlakového spádu v místě za nečistotou, neboť průtokem kolem ní je spojena vyšší tlaková ztráta. Tento pokles se projeví celkovou nevyvážeností tlakových sil působících na válcovou plochu, což způsobí vznik celkové radiální síly působící na součást. Vzhledem k její velikosti tato vyvolá výrazné třecí síly, které mohou vést až k znehybnění součástí.

Opatření proti tomuto jevu spočívá v provedení několika obvodových drážek vyvedených v plášti pohybující se v součásti. Jejich účelem je rozvedení prosakujícího paliva po obvodu pláště a tím i minimalizace radiálního silového vyvážení vlivem nečistotou narušeného tlakového spádu. Ve vstřikovači druhé generace je toto opatření provedeno například na řídicím pístu a je jasně patrné na obr. 3. Podrobněji o problému pojednává [8].

2.2.3 Viskozita paliva

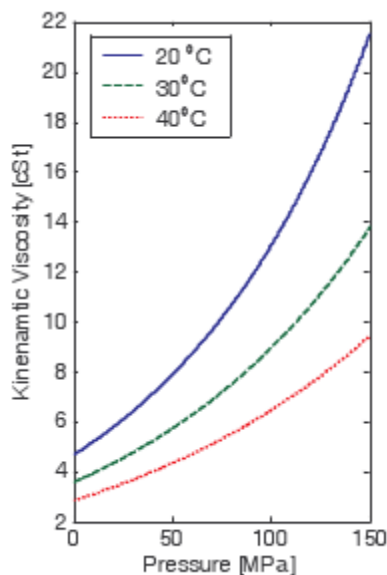
Viskozita paliva jako fyzikální vlastnost je rovněž důležitá pro správnou funkci vstřikovače. Výrazně totiž ovlivňuje průtok paliva přes řídicí prvky vstřikovače s malým průřezem a tlakové ztráty na nich. Takovými místy jsou zejména vstřikovací otvory, prostor mezi hrotem a sedlem jehly, škrticí elementy na vstupu do a výstupu z řídicího prostoru, škrticí clonka na vstupu vstřikovače, průtokový průřez vzniklý při odlehnutí kuličky elektromagnetického ventilu od jejího sedla a průtok funkčními vůlemi vlivem svodových propustností. Viskozita také výrazně ovlivňuje útlum tlakových vln v rozváděcích kanálech a atomizaci paliva po opuštění vstřikových otvorů.



Obrázek 9 Místa vstřikovače, v nichž lze očekávat ovlivnění funkce změnou viskozity

Je zřejmé, že viskozita bude záviset na fyzikálních podmínkách, jako je tlak

a teplota. Podle [9] je s nárůstem tlaku patrný citelný nárůst kinematické viskozity. Viskozita nafty je rovněž výrazně závislá na teplotě, přičemž s nárůstem teploty viskozita klesá. Názornou představu o závislosti dává následující graf.



Obrázek 10 Závislost kinematické viskozity nafty na tlaku

[9]

2.3 Biopaliva a jejich účinky na vstřikovač

Z důvodů snížení závislosti na produkci ropných paliv, jakožto vyčerpatelného a stále obtížněji dostupného zdroje energie, a snížení produkce skleníkových plynů se začínají zdroj energie spalovacích motorů používat i paliva obsahující příměsi z obnovitelných zdrojů, případně paliva vyrobená výhradně z obnovitelných zdrojů. Jak již bylo naznačeno, používaná paliva lze rozlišit podle jejich složení na směsná a čistá.

Jedná se nejčastěji o směsi motorové nafty s methylestery rostlinných olejů, přičemž v Evropě jsou využívány zpravidla methylestery řepkového oleje, na americkém kontinentě shodně upravený sojový olej.

Methylestery mastných kyselin, v zahraniční literatuře označované Fatty-Acid Methyl Ester, zkráceně FAME, jsou, za účelem zvýšení podílu obnovitelných paliv na celkové spotřebě, přidávány do motorové nafty. Methylestery jsou produkovány z různých rostlinných olejů, např. řepkového, slunečnicového, sojového či palmového, a z živočišných lojů.

Z vlastností důležitých pro funkci vstřikovače se liší viskozitou, mazavostí a obsahem vody. Přípustné meze viskozity čistého methylesteru mastných kyselin jsou podle EN 14 214 (3,5 až 5,0) mm²·s⁻¹, tedy nepříliš vyšší než pro čistou naftu. S viskozitou souvisí mazavost, která u těchto paliv vykazuje příznivější hodnoty, než pro čistou naftu.

Při použití směsných paliv nafty a methylesterů mastných kyselin se budou fyzikální vlastnosti jako hustota, viskozita a mazavost pohybovat v mezích daných vlastnostmi obou složek v čistém stavu. Při použití směsi obsahující 95% nafty a 5% methylesterů, označované jako B5, lze očekávat, že vlastnosti výsledné směsi budou blížit vlastnostem čisté nafty. Díky tomu také výrobci pohonných jednotek obvykle nespatřují problém v použití směsného paliva B5. Oproti tomu při plánovaném použití směsného paliva B30 se vlastnosti takového paliva vzdalují vlastnostem čisté nafty.

Budeme-li se zabývat závislostí viskozity paliv z obnovitelných zdrojů, zjistíme obdobné průběhy viskozity v závislosti na tlaku a teplotě, přičemž u některých, např. neupravených olejových paliv, je viskozita za atmosferických podmínek výrazně vyšší a teplotní a tlaková závislost výraznější.

Paliva vyrobená z obnovitelných zdrojů, ať už dimethylether či methylestery rostlinných olejů, vykazují odlišnou viskozitu oproti naftě, jakožto nejčastěji používanému palivu. Podle velikosti viskozity oproti naftě je lze rozdělit na paliva s nižší a vyšší viskozitou. Typickým představitelem používaného paliva s nižší viskozitou je dimethylether (DME).

Snížená viskozita se projeví zejména zvýšeným únikem paliva svodovými propustnostmi a změnou funkce řídicího objemu v průběhu vstřiku. Po otevření elektromagnetického ventilu dojde k rychlejšímu odtoku paliva z řídicího objemu a tím i rychlejší reakci jehly na otevření, přičemž průtok paliva řídicím prostorem vzroste, což se spolu s vyššími úniky svodovými propustnostmi projeví snížením účinnosti systému. Rovněž při uzavření elektromagnetického ventilu dojde k rychlejší reakci způsobené rychlejším obnovením tlaku v řídicím objemu. Avšak snížená viskozita se projevuje i sníženou mazavostí, například u dimethyletheru je natolik nízká, že jej není možné bez úpravy mazavosti, o kterých pojednává např. [10], použít.

Naopak vyšší viskozita vede k nižším ztrátám paliva svodovými propustnostmi a snížení množství paliva vypuštěného elektromagnetickým ventilem v průběhu vstřiku. Naopak doba odezvy vstřikovače na vstupní impuls vzrůstá.

Při použití paliva s odlišnou viskozitou paliva, než pro jakou byl vstřikovač navržen, je nutné počítat se změnou průběhu vstřiku a množství vstříknutého paliva nehledě na změny v rozprášení paliva. Účinky změněné viskozity lze však snížit vhodnou úpravou vstřikovače spočívající ve změně škrticích průřezů a úpravě průběhu budicího signálu elektromagnetického ventilu.

2.4 Porovnání fyzikálních vlastností uvažovaných používaných biopaliv paliv

Motorová nafta a její vlastnosti

Motorová nafta se, při 20 °C a tlaku 0,1 MPa, vyznačuje hustotou 845 kg·m⁻³. Tato však není konstantní, ale je závislá na tlaku a teplotě. Z hlediska chování palivové soustavy je důležitá zejména její tlaková závislost

$$\rho = \frac{\rho_0}{1 - \delta \cdot (p - p_0)}, \quad (1)$$

v níž $(p - p_0)$ znamená změnu tlaku a δ součinitel stlačitelnosti. Převrácená hodnota součinitele stlačitelnosti δ , modul objemové pružnosti E , ovlivňuje, spolu s hustotou ρ , rychlost šíření zvuku v kapalině a tím určuje i rychlost šíření tlakových vln

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}}. \quad (2)$$

V reálných kapalinách není modul objemové pružnosti konstantní, ale rovněž se mění, přesněji řečeno se zvyšujícím se tlakem roste. Konkrétně dle [11] je modul objemové stlačitelnosti nafty za atmosferických podmínek 1561 GPa, při tlaku 100 MPa je již 2718 GPa. Z tohoto dle (2) vyplývá, že dojde k nárůstu rychlosti zvuku z 1370 m·s⁻¹ na 1763 m·s⁻¹. S narůstající teplotou modul objemové pružnosti mírně klesá, za tlaku 0,1 MPa a teploty 45°C vykazuje hodnotu 1326 MPa.

Dynamická viskozita nafty μ , vyjadřující odpor proti pohybu, je za atmosferických podmínek 0,0045 Pa·s. S narůstající teplotou dochází k jejímu poklesu na hodnotu 0,008 Pa·s při 100°C. Naopak s nárůstem tlaku je spojen i nárůst viskozity, konkrétně při tlaku 146 MPa a 30°C dojde k nárůstu na 0,019 Pa·s. Z uvedeného je patrné nemalý nárůst viskozity při zvýšeném tlaku a zároveň její pokles s narůstající teplotou.

MEŘO a jeho vlastnosti

Velikost hustoty methylesteru řepkového oleje (MEŘO, Rapeseed methyl ester - RME) nabývá dle [11] hodnot 862 kg·m⁻³ až 926 kg·m⁻³ za rozsahu tlaků 0,1 - 100 MPa a teplot (20 - 45) °C, je tedy o něco vyšší než u motorové nafty.

Modul objemové pružnosti je znatelně vyšší oproti motorové naftě. Při teplotě 20°C se v rozsahu tlaků (0,1 – 100) MPa pohybuje v rozmezí (1760 - 2887) MPa. S nárůstem teploty rovněž dochází k jeho poklesu obdobně jako u nafty.

MEŘO se vyznačuje v porovnání s naftou o něco vyšší viskozitou. Podle [12] při exponenciální závislosti na tlaku v rozmezí (0 - 140) MPa za teploty 20°C z 0,008 Pa·s na 0,032 Pa·s. Oproti tomu dle [13] v rozsahu teplot 20°C až 100°C viskozita při exponenciální závislosti klesá z 0,0054 Pa·s na 0,0025 Pa·s.

MEŘO jako směs s naftou

U směsí motorové nafty s příměsí methylesteru lze při malých množstvích paliva předpokládat jen malé změny vlastností ovlivňujících vstřikovací proces na straně palivové soustavy. Se zvyšujícím se podílem methylesteru dochází ke změně vlastností směrem k vlastnostem odpovídajícím samotnému methylesteru. (zkusit zjistit vlastnosti při směšování paliv včetně grafického porovnání). U uvažované směsi B10 lze předpokládat pouze drobné odchylky vlastností od čisté nafty, přičemž u B25 jsou předpokládány nezanedbatelné odchylky.

Vlastnosti řepkového a sojového oleje

Hustoty obou rostlinných olejů si vzájemně poměrně blízké [14]. Pro řepkový olej se, při tlaku 0,1 MPa, pohybuje mezi 909 kg·m⁻³ a 850 kg·m⁻³ za teplot 20 °C a 90 °C. Sojový olej vykazuje hustotu přibližně o 10 kg·m⁻³ vyšší. Tlakovou závislost hustoty, ani modulu objemové stlačitelnosti se z dostupných pramenů nepodařilo získat. Hustota jako funkce tlaku byla pro uvažovaný teplotní rozsah stanovena využitím (1) za předpokladu modulu objemové pružnosti nezávislého na tlaku. Tento byl určen v závislosti na teplotě rovněž z [14] z hustoty a rychlosti šíření zvuku použitím závislosti (2).

Rovněž pro dynamické viskozity byla v [14] nalezena pouze teplotní závislost. Podíváme-li se na tlakovou závislost viskozity MEŘO na tlaku [12] a olivového oleje [15], zjistíme, že její velikost, za teploty 20°C, vzroste při zvýšení tlaku z atmosferického na 140 MPa téměř pětkrát. Předpoklad poměrného nárůstu byl aplikován na olejová paliva za všech teplot, čímž byly získány alespoň přibližné závislosti viskozity na tlaku a teplotě.

Všechny průběhy získaných fyzikálních vlastností jsou v grafické podobě uvedeny jako přílohy 1 až 6.

3 Výpočtový model

3.1 Účel a cíle vytvoření modelu

Předmětem mé práce je vytvoření výpočtového modelu odpovídajícího zjednodušené palivové soustavě Common Rail instalované na motoru Cummins ISBe4. Následně bude provedeno jeho naladění tak, aby vybrané odezvy odpovídaly experimentálně zjištěným průběhům reálné palivové soustavy pro vybrané pracovní body motoru. Dále bude zjištěn vliv změny fyzikálních veličin při záměně výchozího paliva, tedy motorové nafty, uvažované bez obsahu rozpouštěného vzduchu, za alternativní olejová a směsná paliva s návrhem případných změn palivového systému a vyhodnocením jejich dopadu.

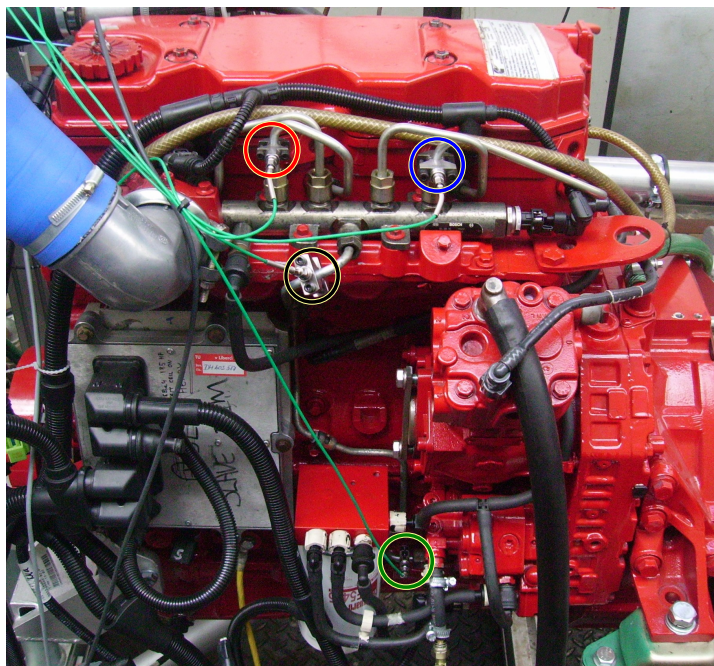
Smyslem této práce je tedy vytvořit výpočtový model, na kterém bude možné detailně porozumět dějům probíhajícím ve vstřikovači a s jehož pomocí bude možné posoudit vliv změn fyzikálních vlastností paliva a případných geometrických úprav, vyvolaných těmito odlišnostmi, na funkci vstřikovače. Model palivové soustavy je vytvořen v prostředí simulačního softwaru GT-Fuel 6.1.0 zaměřeném na provádění jednorozměrných simulací v hydraulicko-mechanických systémech a který je součástí GT-SUITE od Sosnoski Software Solutions, Inc.

3.2 Popis motoru a palivové soustavy

Model popisuje chování palivové soustavy Common Rail instalované na motoru Cummins ISBe4. Jedná se o turbodmychadlem přeplňovaný vznětový řadový čtyřválec o zdvihovém objemu $4,5 \text{ dm}^3$ s pořadím spalování 1-3-4-2. Jmenovitý výkon 140 kW při 2400 min^{-1} jej předurčuje pro použití ve vozidlech užitkového charakteru a menších autobusech. Tento motor z roku 2002 v kombinaci s selektivním katalytickým reaktorem vyhovuje emisnímu předpisu EURO IV.

Motor je vybaven palivovou soustavou Common Rail firmy Bosch druhé generace, přičemž její uspořádání odpovídá obrázku 1 uvedenému v kapitole 2. Tento systém je schopen dodávat palivo s variabilními parametry vstřiku v závislosti na provozním stavu motoru. Ze zprávy z měření [6], jež mi byla poskytnuta jejím autorem, lze vyčíst, že u tohoto konkrétního motoru se tlak udržovaný v tlakovém zásobníku pohybuje v rozmezí 41 až 141 MPa. Náhled na strategii tlaku v zásobníku podává obrázek 4 použitý v kapitole

2.1.2.1 pojednávající o možnostech, výhodách a nevýhodách tohoto palivového systému. Obdobně je měněn i průběh tzv. zákona vstřiku. Dle pracovního bodu motoru je měněn počet dílčích vstřiků, jejich počátek a konec.



Obrázek 11 Palivová soustava motoru Cummins ISBe4

3.3 Vstupní veličiny

Výpočtový model má být vytvořen tak, aby co nejlépe popisoval chování reálné soustavy. Protože však nejsou známy veškeré geometrické a průtokové parametry palivového systému, zejména vstřikovače, bylo za účelem nalezení jejich hodnot blížících se skutečnosti zapotřebí, použít experimentálně zjištěných dat a na jejich základě provést ladění modelu s cílem zajištění nejlepší možné shody s fyzickou soustavou. Za tímto účelem byla použita data získaná v rámci [6], přičemž cílem je zajištění přijatelných odchylek chování modelu od reality. Za tímto účelem byly z tohoto emisního testu vybrány dva body reprezentující naprosto odlišné pracovní body motoru s čísly 5 a 12. Konkrétně byly jako kontrolní veličiny použity průběhy tlaku v přívodním potrubí ke vstřikovači druhého a čtvrtého válce a hodinová spotřeba paliva, z níž bylo možné výpočtem určit množství vstříknutého paliva za celý vstřikovací cyklus. Dále byly z této práce použity průběhy proudů do cívky elektromagnetického ventilu vstřikovače druhého válce a indikovaný tlak ve druhém válci.

Pro vytvoření modelu, provedení simulace a její porovnání s fyzickou palivovou soustavou je zapotřebí znalost vybraných veličin provozního režimu motoru a palivové soustavy. Tyto shrnuje tabulka 2.

Veličina	Jednotky	Hodnota pro bod 5	Hodnota pro bod 12
Otáčky motoru	min^{-1}	1900	1503
Tlak v zásobníku	MPa	138	78
Hodinová spotřeba paliva	$\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$	27,71	6,07

Tabulka 2 Přehled základních veličin pro oba provozní režimy

3.4 Obecná zjednodušení výpočtového modelu

V následujících bodech jsou uvedena obecná zjednodušení týkající se celého modelu

- Součásti palivového systému jsou, až na opodstatněné výjimky, považovány za dokonale tuhé
- Teplota v palivové soustavě je považována za konstantní
- Klidový stav soustavy na počátku simulace
- Zanedbání částí palivového systému zásobujících ostatní válce motoru od jejich výstupu z tlakového zásobníku

Moduly objemové pružnosti všech uvažovaných paliv se v podmínkách palivové soustavy pohybují v jednotkách GPa, tedy v hodnotách o dva řády níže oproti modulu pružnosti oceli, tedy 210 GPa, materiálu součástí palivového systému. Deformaci částí palivového systému lze tedy zanedbat s výjimkou posuvné skupiny. Při zatížení tlakovými silami dojde totiž k její délkové deformaci v řádu setin milimetru, což je při jejím celkovém maximálním zdvihu 0,25 mm v nezatíženém stavu zanedbatelné.

Při průchodu paliva dochází v reálné soustavě ke změnám teploty paliva vlivem průchodu přes škrťací prvky a části přicházející do kontaktu okolím, nebo dalšími částmi motoru. Stanovení ohřevu a ochlazení na jednotlivých prvcích by bylo poměrně obtížné a u uvažovaných paliv nejsou jejich fyzikální vlastnosti výrazně závislé na teplotě. Lze tedy přijmout zjednodušení spočívající v uvažování konstantní teploty paliva v celém systému.

Tlakový zásobník je na svém výstupu opatřen škrťacími clonkami. Tlaková vlna vyvolaná vstřikem paliva prochází od vstřikovače přívodním vedením do tlakového zásobníku, kde dojde díky relativně velkému objemu zásobníku paliva k jejímu podstatnému útlumu. Část této tlakové vlny se bude přes ostatní výstupní clonky šířit do přívodních vedení ostatních vstřikovačů. Po jejím odražení dojde při průchodu zpět do tlakového zásobníku bude procházet opět přes výstupní clonu. Lze očekávat, že tlakové vlny šířící se do vedení

neaktivních vstřikovačů budou díky všem těmto jevům výrazně zeslabeny a jejich zanedbáním nedojde k chybě.. Proto byla přívodní vedení k ostatním vstřikovačům zaslepena na výstupu z tlakového zásobníku.

Z průběhu tlaků v [6] vyplývá, že časový rozestup je dostatečný pro útlum tlakových pulzací vzniklých při vstřikování a že zásobník paliva velmi výrazně tlumí tlakové špičky generované vysokotlakým čerpadlem. Nedojde tedy ke zkreslení, bude-li soustava brána na počátku simulace jako ustálená.

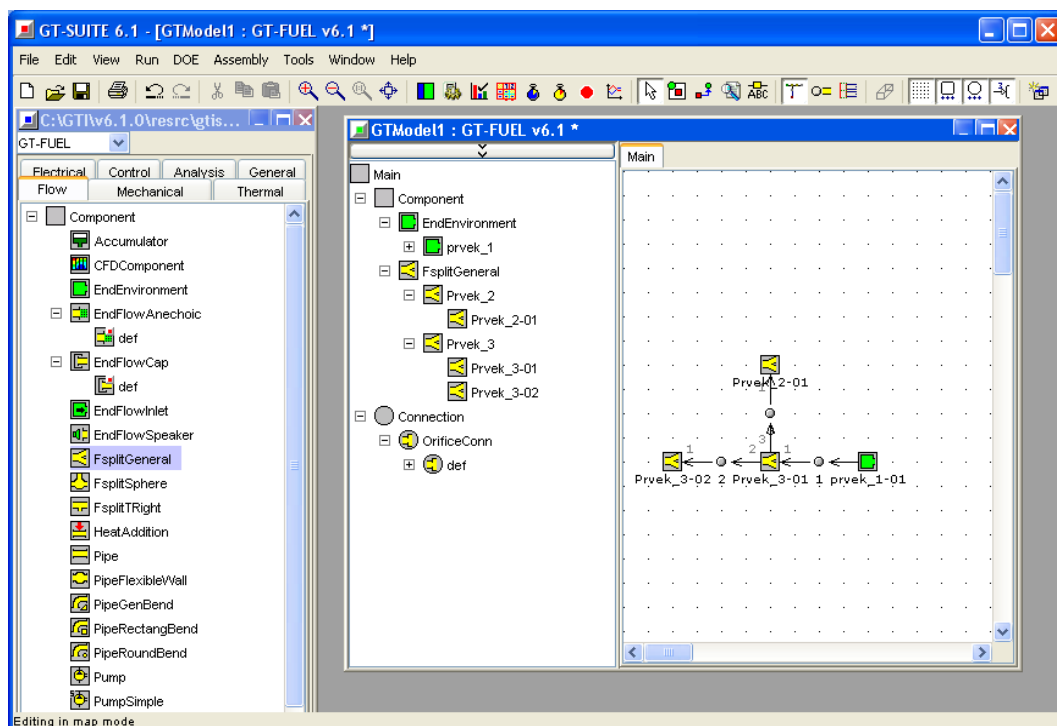
V rámci jednotlivých částí modelu byla rovněž přijata určitá zjednodušení, která jsou vždy popsána v jim věnovaných částech popisu.

3.5 Popis prostředí GT-Fuel

GT-Fuel je jednodimenzionální simulační prostředí určené pro tvorbu výpočtových modelů popisujících děje probíhající palivových systémech, je tedy zaměřen na simulaci hydromechanických soustav.

Pracovní prostředí GT-Fuelu se skládá z několika částí. Těmi jsou roletové menu v horní části, vodorovná nástrojová lišta, globální knihovna prvků a vlastní okno modelu. V okně modelu se nachází po levé straně lokální knihovna prvků použitých v modelu, zbytek okna vyplňuje vlastní pracovní plocha modelu.

Vkládání prvků do modelu je prováděno přetažením příslušné šablony prvku z globální knihovny prvků umístěné v levé části okna programu do lokální knihovny modelu. Zde se provede zadání vlastností prvku, včetně jeho názvu, a až poté je možné tento prvek použít v modelu přetažením jeho ikony na pracovní plochu modelu. Pojmenováním a vyplněním vlastností se z šablony stává prvkem. Po použití prvku v modelu se jeho výskyt projeví, kromě jeho přítomnosti na pracovní ploše modelu, i jako vstup v lokální knihovně prvků jako podskupina spadající pod použitý prvek, kdy je opatřen pořadím výskytu v modelu. Celková délka jmen prvků je omezena na dvacet znaků, vyloučeny jsou mezery, interpunkční znaménka a další speciální znaky.





















Obrázek 22 Ukázka pracovního prostředí GT-Fuel

Vlastnosti jednotlivých prvků je možné zadat buď přímo pro každý jednotlivý prvek, nebo provést odkaz do tabulky parametrů. Odkaz do tabulky parametrů je proveden vepsáním názvu parametru uzavřeného do hranatých závorek. V této práci bylo použito výhradně tabulky parametrů, což umožnilo zjednodušit ladění modelu snadnou změnou vlastností mnoha prvků najednou a provést současně výpočet pro více konfigurací modelu zároveň se snadným porovnáním výsledků.

3.6 Seznam v modelu použitých prvků a popis jejich použití

Při tvorbě výpočetního modelu bylo použito množství různých prvků. Pro porozumění celému modelu je zapotřebí objasnit jejich význam. Následující tabulka dává přehled o jejich grafickém označení, názvu a použití.

grafická značka prvku	název prvku	popis, použití
tekutinové prvky		
	EndEnvironment	hraniční prvek tekutinových obvodů, slouží k definování vtoků a výtoků z těchto obvodů
	OrificeConn	definuje vzájemné spojení ostatních tekutinových prvků s možností zadání škrcení průtoku
	FsplitGeneral	slouží k definování rozpojení či spojení kanálů, lze jej použít i k definování obecného objemu
	FsplitTRight	kolmá odbočka z kanálu kruhového průřezu
	Pipe	nahrazuje přímé kruhové vedení, použit k definování potrubí
mechanické prvky		
	Ground	definuje zem jako nehybné vztažné místo pro ukotvení dalších mechanických prvků
	Contact	kontakt mezi dvěma mechanickými prvky
	Mass	představuje hmotnost zanesenou jednorozměrného pohybového modelu
	Spring	zachycuje vzájemné pružné uložení součástí mechanického charakteru
	AnLeakConn	nahrazuje svodové propustnosti v mezikruhové štěrbině s možností posuvu součástí
prvky interakce hydraulických prvků s mechanickými		
	MechFlowConn	zadáva do modelu tlakovou sílu, kterou působí hydraulická část na vybraný mechanický prvek
prvky řízení a zpracování signálů		
	MathEquation	definuje výstupní signál jako definovanou funkci vstupního podle zadaného výpočtu
	Lookup1D	definuje výstupní signál jako definovanou funkci vstupního podle zadané tabulky závislosti
	SignalGenerator	generuje výstupní signál na základě vybraného vstupní časové závislosti
	SensorConn	převádí akční veličinu na řídicí signál

	ActuatorConn	převádí řídicí signál na akční veličinu
	Gain	násobí vstup zadanou hodnotou
		automaticky vytvořené spojení mezi dvěma komponenty stejného druhu

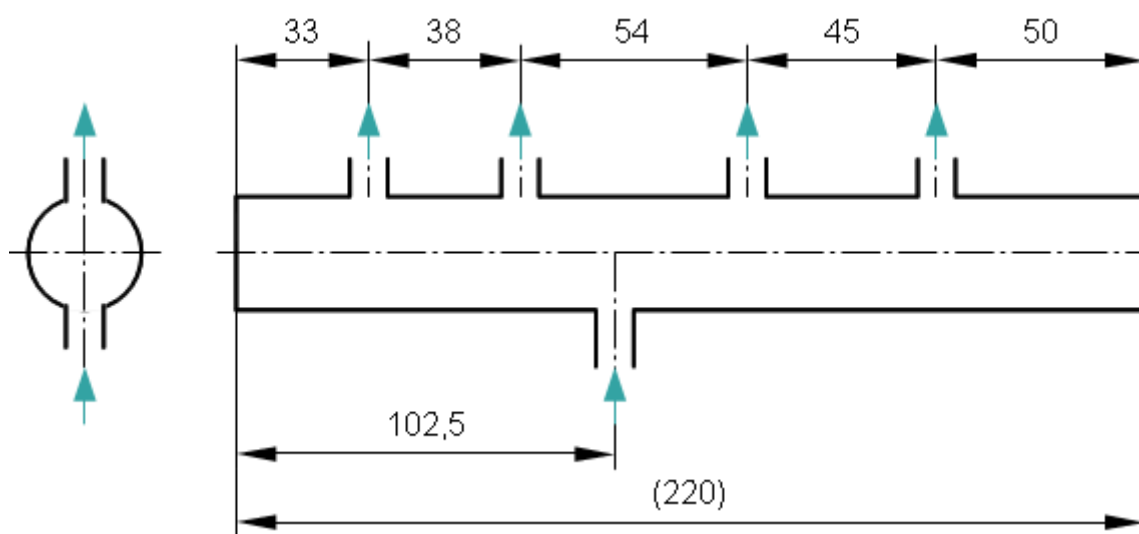
Tabulka 3 Prvky použité v modelu

3.7 Popis výpočtového modelu

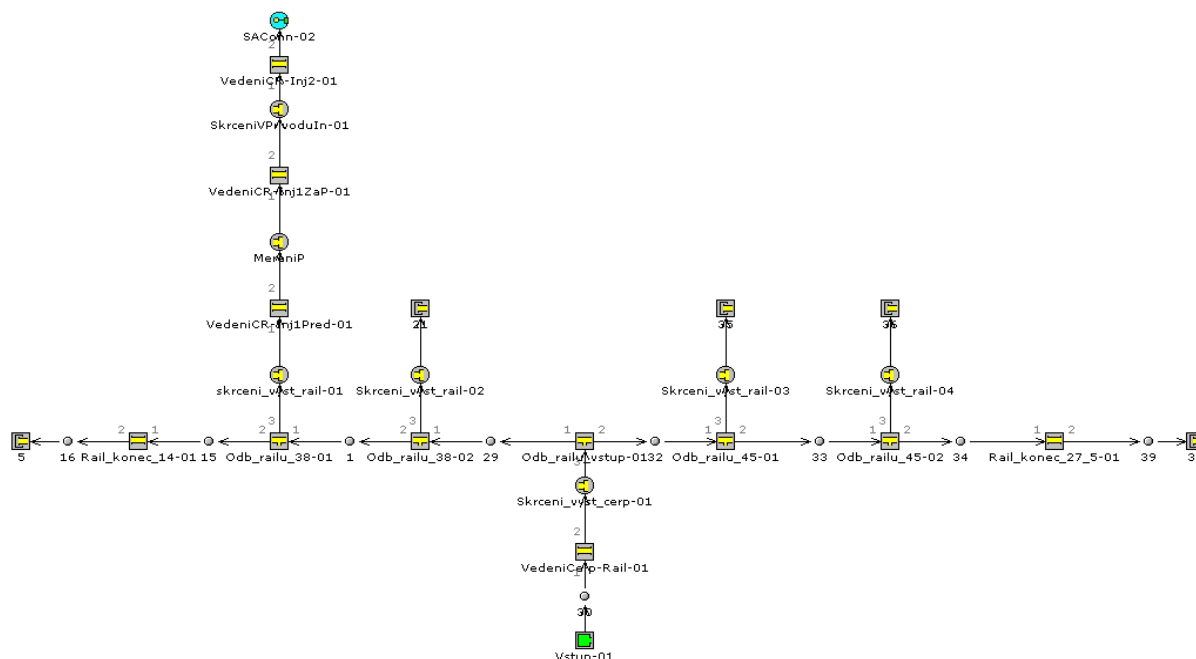
Z důvodu zachování přehlednosti je model rozčleněn do dvou podskupin. Hlavní skupina, pojmenována Main, obsahuje vlastní vstřikovač, a její podskupina, nesoucí název Rail, je skupina tvořená zdrojem pod předepsaným tlakem přiváděného paliva, tlakovým zásobníkem paliva, přívodním tělesem vstřikovače a vlastním vstřikovačem.

3.7.1 Část palivového systému před vstřikovačem

V reálném systému palivo vstupuje do vysokotlaké části vytlačením z vysokotlakého čerpadla. Vytvoření části modelu přesně popisujících chování vysokotlakého čerpadla však brání nedostupnost dostatečně detailních informací o geometrickém provedení čerpadla. Za předpokladu, že zásobník dostatečně tlumí tlakové pulzace generované vysokotlakým čerpadlem a při zohlednění jeho konečné kapacity, která způsobuje celkový pokles tlaku paliva v soustavě při vstřiku, lze za zjednodušený zdroj paliva považovat samotný zásobník paliva s přívodním prvkem dodávajícím palivo o stanoveném tlaku bez ohledu na velikost jeho průtoku. Z tohoto důvodu bylo vypuštěno přívodní potrubí k zásobníku paliva a vstupní prvek EndEnvironment vložen bezprostředně před vstup do Railu.



Obrázek 23 Schematické znázornění tlakového zásobníku



Obrázek 24 Část palivové soustavy před vstřikovačem

Palivo o stanoveném tlaku tedy proudí ze ZdrojePaliva, prvku typu EndEnvironment, odkud vstupuje přímo do tlakového zásobníku. V reálné soustavě je tlakový zásobník opatřen pojistným tlakovým ventilem, snímačem tlaku a čtyřmi výstupními otvory. Protože však tlakovým ventilem při bezporuchovém provozu neprotéká palivo a spolu se senzorem tlaku výrazně nenarušuje geometrii zásobníku, byly tyto součásti zanedbány. Rovněž je v průběhu vstřikování a období těsně po něm v činnosti pouze jeden vstřikovač a rozestup mezi jednotlivými vstřiky je dostatečný pro utlumení vzniklých tlakových vln. Tato skutečnost umožnila uvažovat v modelu pouze jeden vstřikovač, zde vstřikovač náležící druhému válci motoru. Vedení k ostatním vstřikovačům bylo zaslepeno za clonkou na výstupu z tlakového zásobníku. V modelu je tlakový zásobník, coby dutina válcového tvaru se čtyřmi radiálně umístěnými výstupy v řadě a jedním radiálně umístěným vstupem, proveden s pomocí prvků FspilTRight, tudíž respektuje jeho skutečný tvar a rozměry.

Palivo pokračuje přes výstupní clonku Skrceni_vyst_rail, tvořenou prvkem OrificeConn, do přívodního potrubí tvořeného prvky Pipe. Skutečné palivové potrubí je několikrát zalomeno, poloměry těchto zaoblení se pohybují od 25 mm, přičemž vnitřní průměr potrubí je 3,1 mm. Poloměr zaoblení je tedy výrazně větší než vnitřní průměr potrubí a lze jej tedy zanedbat. Na skutečné palivové soustavě motoru Cummins v rámci [6] ve vzdálenosti 60 mm před koncem vedení umístěn piezorezistivní snímač tlaku KISTLER

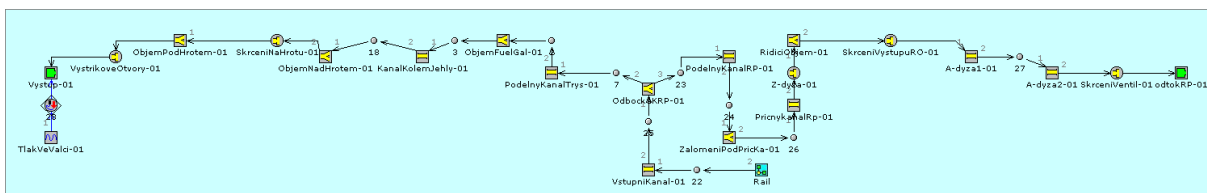
4067A3000 snímající průběh tlaku před vstřikovačem druhého válce. V odpovídajícím místě v modelu bylo provedeno přerušení vedení a zařazení prvku MereniP typu OrifficeConn, u něhož je prováděn záznam tlaku v průběhu simulace. Tím je záznamu tlaku v přesně stanovené místě, což použití prostého prvku Pipe neumožňuje.

Z přívodního vedení přechází palivo do přívodního tělesa, které se nachází v hlavě motoru a je na svém vstupu opatřeno dle [4] tyčovým filtrem. Tento je v modelu nahrazen jednoduchou clonkou s průměrem ekvivalentním k odporu filtru. Poté palivo prochází osovým kanálem v přívodním tělesu o průměru 2,3 mm a délce 80mm. Z něj postupuje přes spojení se vstřikovačem, realizované kulovou plochou dotlačovanou do kuželového sedla, do vstupního kanálu vstřikovače. V místě přechodu mezi kanálem přívodního tělesa a vstupního kanálu vstřikovače dochází k zalomení, osy obou kanálů svírají úhel 13°, což je do modelu zaneseno prvkem FsplitGeneral, který umožňuje definování geometrie jednotlivých kanálů.

3.7.2 Vstřikovač

Tato druhá část modelu je znatelně komplikovanější než předchozí, byla tedy rozdělena na čtyři okruhy, jež byly ve schématech pro zajištění přehlednosti podbarveny. Prvním je hydraulická část představující rozváděcí kanály a prostory nad činnými plochami pístů, druhou je mechanická část reprezentující posuvnou skupinu. Třetí podskupina zajišťuje vazby mezi hydraulickou a mechanickou částí a konečně čtvrtá nahrazuje elektromagnetický ventil odpouštějící přes odtokovou dýzu palivo z řídicího objemu.

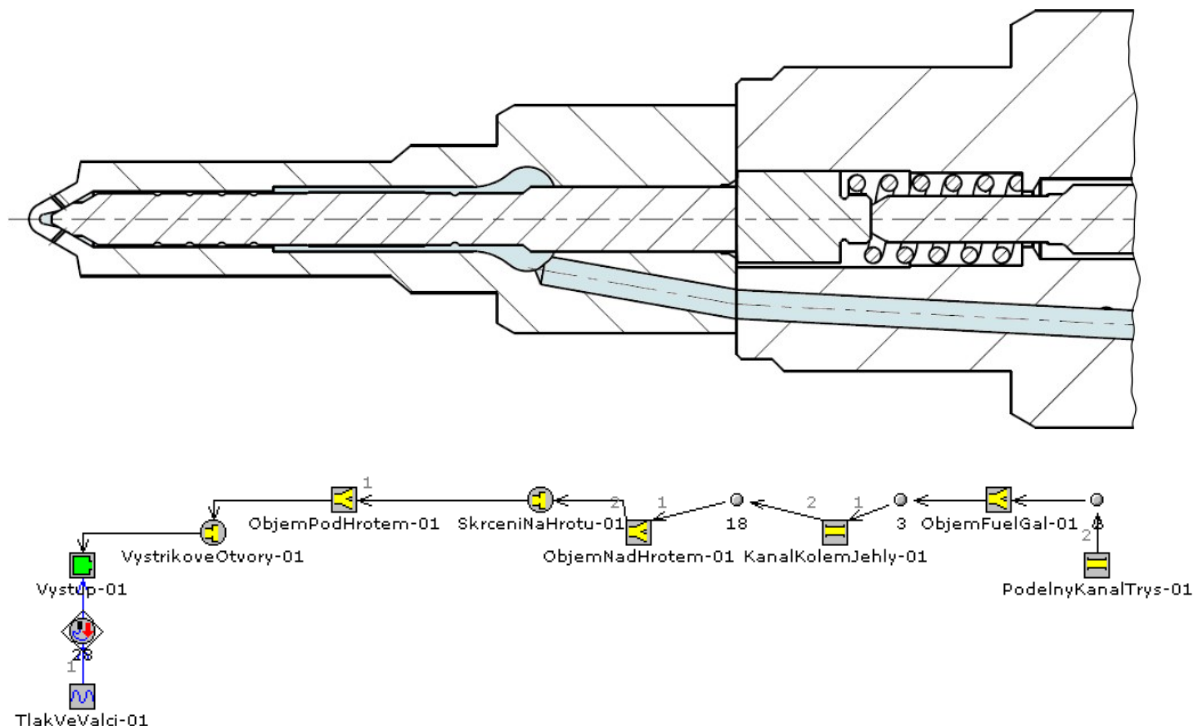
3.7.2.1 Hydraulická část vstřikovače



Obrázek 25 Část modelu reprezentující hydraulickou část vstřikovače

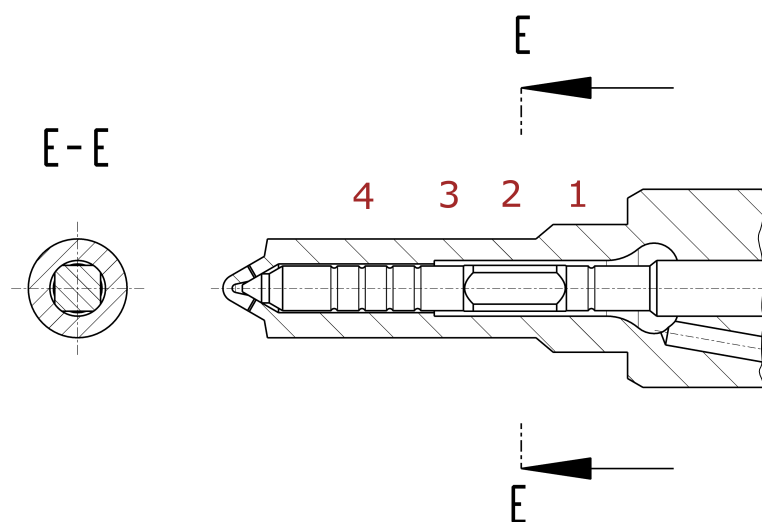
Palivo je do vstřikovače přiváděno vstupním otvorem, kolmým na osu vstřikovače, jež je zastoupen prvkem VstupniKanal typu Pipe o průměru 1,6 mm a délce 10 mm. Tento kanál se následně rozdvíjí do dvou směrů podélného kanálu o průměru 2,1 mm, kdy jedna jeho část směřuje k trysce a druhá k řídicímu objemu. Rozvětvení je provedeno zařazením

prvku typu FsplitGeneral s kanály připojenými dle reálné předlohy.



Obrázek 26 *Hydraulická část na straně u trysky*

Ve směru k trysce protéká palivo podélným, 34 mm dlouhým kanálem, vstupuje do rozváděcího kanálu kolem trysky a protéká prostorem kolem jehly k jejímu hrotu. Tento prostor má tvar mezikruhový průřez se dvěma různými vnějšími průměry. První v nich se vyznačuje vnějším průměrem 4 mm a druhý vnějším průměrem 3,5 mm, vnitřní průměr, daný vnějším průměrem jehly, je pro obě části stejný, tedy 3,21 mm. Mimo to se v první části nachází vodící prvek jehly, který tvoří přechodné zmenšení průtočného průřezu. Tím je průtočný průřez redukován na čtyři kruhové úseče. Dále jsou v plášti jehly provedeny drážky, tyto však byly vzhledem ke svému lokálnímu charakteru zanedbány.



Obrázek 27 Průtočný prostor kolem jehly

Kanál kolem jehly bylo tedy nutné rozdělit na čtyři části. První tvoří větší kanál kolem jehly, druhá reprezentuje snížený průtočný průřez v místě vedení jehly, třetí zbývající část většího kanálu a čtvrtá zúženou část kanálu. Vnější průměry první až třetí části kanálu jsou $D_{k1} = D_{k2} = D_{k3} = 4$ mm, pro čtvrtou je tento průměr $D_{k4} = 3,5$ mm. Ve všech částech, kromě druhé, je malý průměr prostoru $d_k = 3,21$ mm, vzdálenost protilehlých ploch vedení jehly je $h_{\square} = 3,3$ mm. Délky jednotlivých úseků jsou při zanedbání náběhu vedení jehly $l_1 = 3,6$ mm, $l_2 = 7,5$ mm, $l_3 = 2,1$ mm a $l_4 = 11,2$ mm.

Protože simulační prostředí GT-Fuel neumožňuje zanesení kanálů mezikruhového průřezu, byly použity prvky typu Pipe představující kruhový kanál. Aby bylo možné použití těchto prvků, bylo zapotřebí zjistit průtokový průřez jednotlivých částí. Průtokový průřez první a třetí části lze vyjádřit jako plochu mezikruží; zanedbatelné délkové změny

$$S_{k1} = S_{k3} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{k1}^2 - d_k^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (4^2 - 3,21^2) = 4,47 \text{ mm}^2, \quad (3)$$

obdobně pak pro čtvrtou část

$$S_{k4} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{k4}^2 - d_k^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (3,5^2 - 3,21^2) = 1,53 \text{ mm}^2. \quad (4)$$

Prostor kolem vedení jehly ve spodní části trysky se sestává ze čtyř kruhových úsečí, průtočná plocha jedné úseče bude

$$S_{k2/1} = \frac{D_{k2}}{4} \cdot \left(h_{\square} \cdot \sin \alpha - \frac{\alpha \cdot D_{k2}}{2} \right), \text{ kde } \alpha = \arccos \frac{h_{\square}}{D_{k2}}. \quad (5)$$

Dosazením za příslušné rozměry získáme

$$\alpha = \arccos \frac{3,3}{4} = 0,601 \text{ rad} \quad \text{a} \quad S_{k2/1} = \frac{4}{4} \cdot \left(3,3 \cdot \sin 0,601 - \frac{0,601 \cdot 4}{2} \right) = 0,66 \text{ mm}^2. \quad (6)$$

V místě vedení jehly se však nacházejí čtyři úseče, jejich celkový průřez tedy bude

$$S_{k2} = 4 \cdot S_{k2/1} = 4 \cdot 0,66 = 2,64 \text{ mm}^2. \quad (7)$$

Vypočtené průtočné průřezy bylo zapotřebí přepočíst na ekvivalentní průměry pomocí vztahu

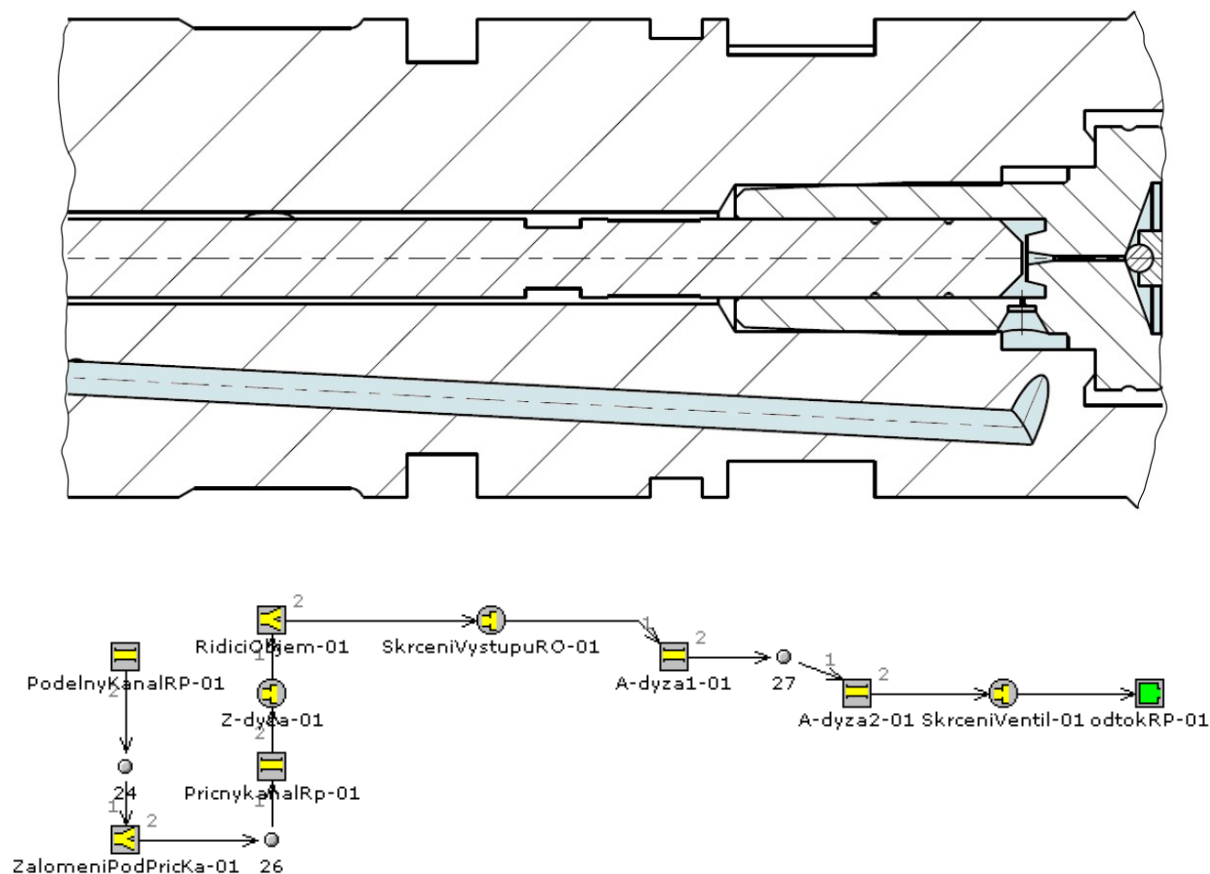
$$d_{k\text{ekvi}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{S_{ki}}{\pi}} \quad (8)$$

a zaneseny do tabulky

i	$d_{k\text{ekvi}} [\text{mm}]$
1	2,39
2	1,83
3	3,39
4	1,40

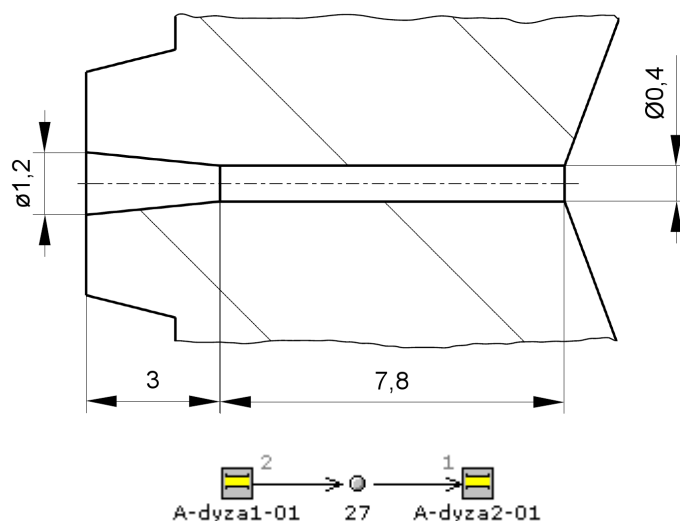
Tabulka 4 Tabulka ekvivalentních průměrů kanálu kolem jehly

Poté proud paliva pokračuje ke hrotu jehly, kde je škrcen, nebo úplně zastaven dosednutím hrotu do sedla, škrcení je zastoupeno elementem SkrceniNaHrotu. Palivo poté prochází přes ObjemPodHrotem do vstříkových otvorů, vyjádřenými pomocí OrifficeConn VystrikoveOtvory, a následně vstupuje do prostoru válce vyjádřeného prvkem EndEnvironment s protitlakem odpovídajícím poloze klikového hřídele v průběhu spalování.



Obrázek 28 *Hydraulická část na straně u řídicího pístu*

Na opačnou stranu vstřikovače postupuje palivo nejprve podélným kanálem o délce 51 mm, po zalomení příčným kanálem pod úhlem 73° , na jehož konci je skrz vtokovou dýzu dodáváno do řídicího prostoru, ve výpočtovém modelu jsou tyto části reprezentovány prvky PodelnyKanalRP, ZalomeniPodPricka, PricnyKanalRP a Z-dyza. Přesný průměr Z-dýzy nebylo možné určit, je proto považován za jeden z laděných parametrů modelu, průtokový součinitel otvoru je dle [16] uvažován jako 0,8.



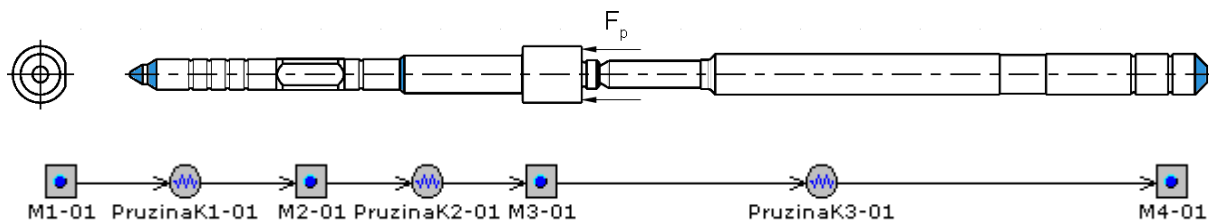
Obrázek 29 Výtoková clonka

Z prostoru řídicího objemu (RidiciObjem) je palivo odpouštěno přes škrcení řídicím pístem realizované prvkem SkrceniNaVystupuRO a výtokovou dýzou, kterou představují prvky A-dyza1 a A-dyza2, jež respektují skutečný tvar výtokové dýzy složené z kuželu se zmenšujícím se průměrem přecházejícím do válcového kanálu. Velikosti průtokových součinitelů byly určeny v průběhu výpočtu vestavěným algoritmem obsaženým v programu GT-Fuel. Následuje škrcení kuličkou odpouštěcího ventilu, v modelu prvek SkrceniVentil a výtok do přepadu paliva. Kulička dosedající do kuželového sedla je nahrazena prvkem OrificeConn, protože palivo odtéká přepadem prakticky bez odporu, je odpadní vedení nahrazeno prvkem EndEnvironment s výtokem do prostředí o atmosferickém tlaku.

3.7.2.2 Posuvná skupina

Mechanická část vstřikovače se skládá z jehly, mezikusu a řídicího pístu. Jak bylo popsáno v kapitole 2.1.1.1, je zatížena tlakovými silami působícími na řídicí píst, na hrot jehly a osazení jehly v rozváděcím kanále. Dále je zatížena silou předepjaté pružiny působící na mezikus. Protože je do vstřikovače přiváděno palivo o značném tlaku, budou tlakové síly na soustavu působící nabývat značných hodnot a působit její deformace. Vzhledem k tomu, že axiální vůle pohyblivé soustavy se v nezatíženém stavu pohybuje kolem 0,25 mm, nelze zanedbat ani malé deformace pohybující se řádově v setinách milimetru. Proto byla provedena analýza tuhosti této soustavy pomocí metody konečných prvků v prostředí Pro/Mechanica přítomném v parametrickém modeláři Pro/Engineer Wildfire 4.

Na posuvnou soustavu působí celkem čtyři síly v různých působištích. Proto byla za účelem přiblížení se reálnému chování modelu redukována na čtyř-hmotový model s hmotami soustředěnými v místech působení vnějších sil a vzájemně propojenými pružinami odpovídajících vlastností.



Obrázek 30 Zatížená soustava a náhradní schéma

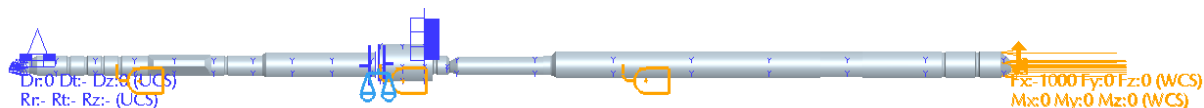
Ekvivalentní hmotnosti jednotlivých hmotných bodů byly určeny tak, že v polovině mezi působišti jednotlivých byl provedeny myšlené řezy kolmé k ose a pomocí parametrického modelu vytvořeného v softwaru Pro/E Wildfire 4 byly určeny hmotnosti těchto oddílů. Velikosti jednotlivých hmotností byly zaneseny do tabulky č. 5.

i	M_i [g]
1	0,86
2	1,96
3	4,66
4	3,3

Tabulka 5 Ekvivalentní hmotnosti jednotlivých oddílů

Dalším úkolem bylo zjistit tuhosti jednotlivých částí posuvné skupiny. Toto bylo provedeno zatížením skupiny axiální silou známé velikosti a sledováním jejího posunutí v osovém směru.

Při tvorbě sítě pro výpočet metodou konečných prvků bylo využito symetrie modelu za účelem snížení náročnosti výpočtu. V mezikusu je na válcové části provedeno zkosení odvádějící palivo prošlé svodovými propustnostmi, toto zkosení je však malé na nemělo by mít znatelný vliv na deformaci posuvné skupiny. V tomto konkrétním případě byl využit čtvrtinový model posuvné skupiny zatížený silou $F_z = 1000$ N.

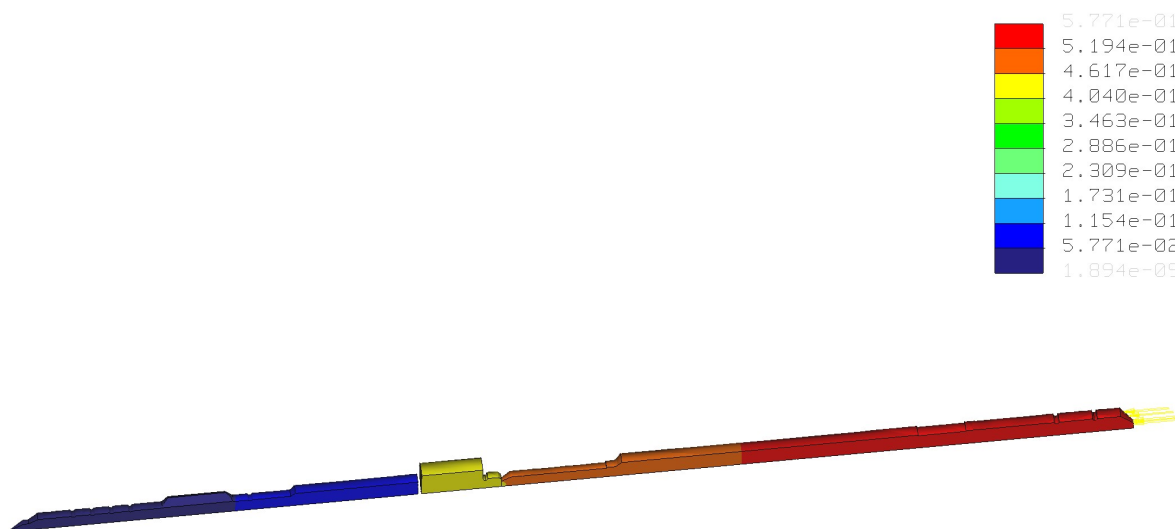


Obrázek 31 Zatížený model se zadanými okrajovými podmínkami a zatížením

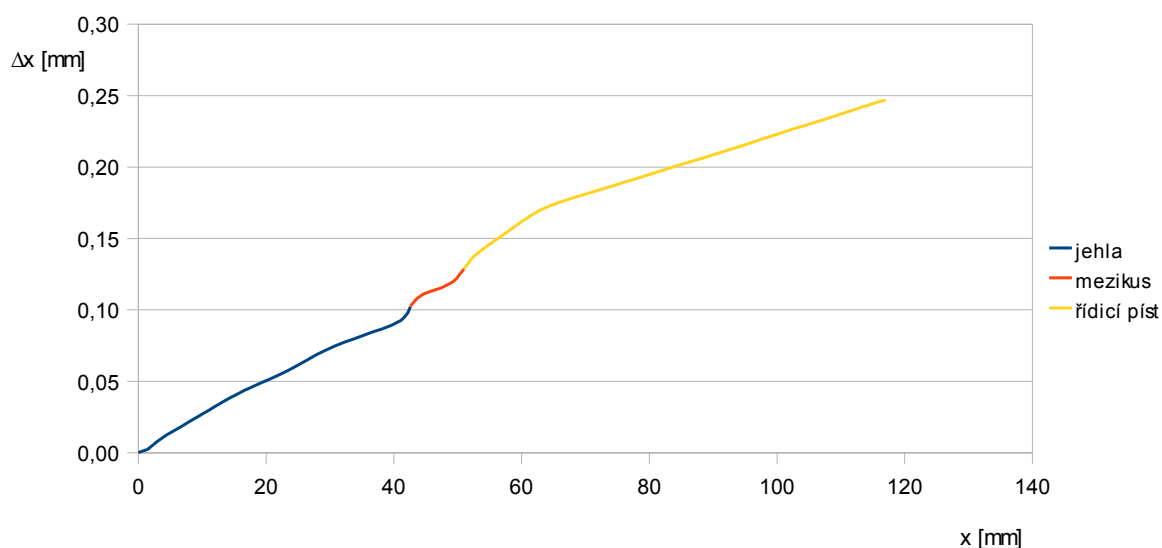
Protože mezi jehlou a mezikusem dochází k bodovému kontaktu, bylo zapotřebí model této skutečnosti přizpůsobit. Toto spočívá v zadání ploch, mezi kterými je hledán

kontakt a v jejich vzájemném oddálení v osové směru. Pro správnost řešení kontaktní úlohy je účelné, aby jednotlivé kontaktní plochy vykazovaly vůli. Z tohoto důvodu je v modelu skupiny mezi jehlou a mezikusem axiální vůle, v tomto případě 0,33 mm.

Po provedení výpočtu byly získány následující výsledky



Obrázek 32 Posunutí posuvné skupiny vlivem osového zatížení



Obrázek 33 Axiální posunutí s respektováním vůle v kontaktu

Pro ilustraci průběhu tuhostí v jednotlivých částech je přiložen graf posunutí v závislosti na podélné souřadnici. Velikost směrnice grafu odpovídá převrácené hodnotě tuhosti. Z grafu je jasně patrné, že v místech obou kontaktů je tuhost výrazně nižší, avšak díky omezení tohoto poklesu na malou délku, je celková deformace posuvné skupiny odvislá především od dlouhých částí.

Výsledkem použitým pro určení tuhosti jednotlivých částí této posuvné skupiny je

axiální posunutí v ose soustavy. Z něj lze vypočíst deformace jednotlivých oddílů a pak určit tuhosti.

Tuhost součásti je obecně definována vztahem

$$k = \frac{F_z}{\Delta l}, \quad (9)$$

kde F_z představuje zatěžující sílu a Δl deformaci součásti. V tomto případě je nutné zohlednit použití čtvrtinového modelu, což se projeví v nutnosti výslednou tuhost čtyřnásobně zvětšit, neboť součást bez tohoto zjednodušení se bude chovat jako čtyři paralelně řazené pružiny. Deformaci každé sekce lze po zohlednění tohoto faktu určit podle

$$k_i = \frac{4 \cdot F_z}{\Delta l_i} = \frac{4 \cdot F_z}{\Delta x_{i+1} - \Delta x_i}, \quad (10)$$

kde Δx_i značí posunutí v místech, ve kterých působí zatěžující síly a do nichž je redukována hmotnost částí posuvné skupiny. Souřadnice působišť zatěžujících sil, údaje posunutí získané v těchto místech získané z výpočtu metodou konečných prvků a z nich vypočtené tuhosti shrnuje tabulka 6.

i	x_i [mm]	Δx_i [mm]	k_i [N·mm ⁻¹]
1	0	0,000	55556
2	29,55	0,072	85106
3	49,07	0,119	31496
3	116,38	0,246	

Tabulka 6 Souřadnice působících sil, deformace a tuhosti částí posuvné skupiny

Z uvedených údajů vyplývá, že nejnižší tuhost vykazuje třetí část soustavy, tvořená převážně řidicím pístem. Naopak nejvyšší tuhostí se, navzdory přítomnosti bodového kontaktu, vyznačuje druhý oddíl. Toto rozložení tuhostí jednotlivých částí lze přičíst průměrům a délkám, z nichž jsou tvořeny jednotlivé součásti.

Při deformaci součástí posuvné skupiny bude docházet rovněž k vyvozování tlumících sil působících proti vzájemnému pohybu. Při uvažování zavedeného náhradního schématu bude velikost tlumících sil působících mezi jednotlivými body

$$F_b = b \cdot v. \quad (11)$$

Protože se absolutní maximální rychlost posuvu jehly i dalších částí posuvné skupiny pohybuje řádově v několika málo metrech za sekundu, lze očekávat, že se i vzájemná rychlost deformujících se součástí, respektive náhradních hmotných bodů, bude pohybovat

v obdobných hodnotách. Velikost poměrného útlumu pro ocel se pohybuje v hodnotách 0,01 až 0,02, součinitel útlumu lze vypočítat podle

$$b = \zeta \cdot 2 \cdot \sqrt{M_i + M_{i+1}}. \quad (12)$$

Při uvažování výše uvedených předpokladů lze očekávat, že velikost součinitele tlumení b bude řádově v tisícinách $N \cdot s \cdot m^{-1}$. Za předpokladu, že velikosti vzájemných rychlostí se pohybují v jednotkách metrů, budou se velikosti tlumících sil maximálně v setinách Newtonů. V porovnání s tlakovými dynamickými silami nabývajícími hodnot stovek newtonů jsou síly vyvolané útlumem v posuvné skupině plně zanedbatelné a nejsou v modelu uvažovány.

Kromě tlakových a tlumících sil se na silovém působení na posuvnou skupinu podílí i přitlačná pružina, v modelu zastoupená prvkem PruzinaJehly. Tato působí na čelo válcového osazení mezikusy. Tuhost pružiny a její předpětí byly určeny z geometrických proporcí pružiny a vstřikovače. Měřením byly zjištěny následující rozměry pružiny

název rozměru	označení	velikost	jednotky
průměr drátu	d	1,10	mm
průměr vinutí pružiny	D	10,85	mm
počet činných závitů	n_ε	5,5	-
volná délka	h_0	10,85	mm

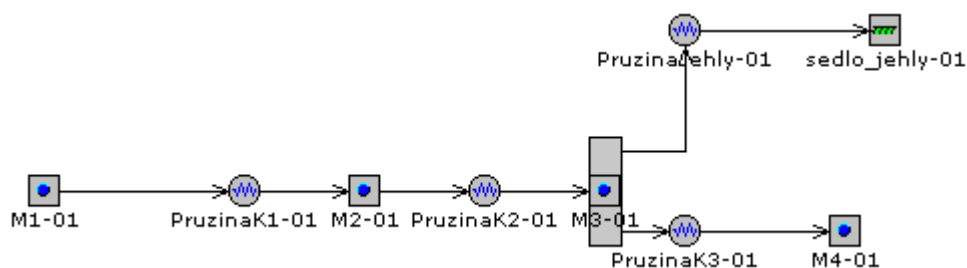
Tabulka 7 Rozměry přitlačné pružiny

Z těchto rozměrů lze, podle vztahu pro výpočet tuhosti válcové vinuté pružiny obsaženém např. v [17], vypočítat tuhost pružiny

$$k = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n_\varepsilon} = \frac{8 \cdot 10^4 \cdot 1,1^4}{8 \cdot 10,85^3 \cdot 5,5} = 32,34 \text{ Nm}^{-1}. \quad (13)$$

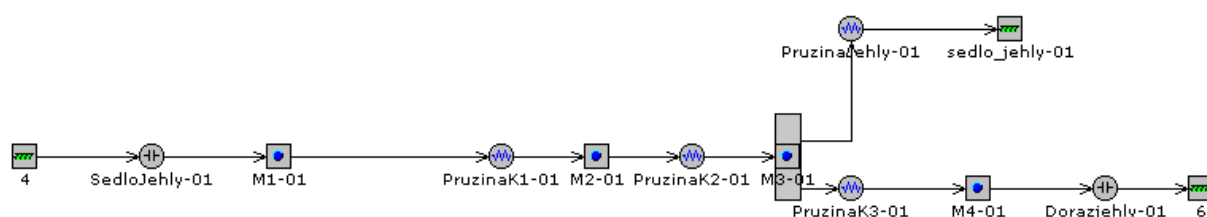
Dále je z geometrie vstřikovače patrné, že pružina bude podrobena výchozímu stlačení o velikosti 1,3 mm. Velikost síly vyvozené předpětím lze určit jako součin tuhosti a počátečního stlačení pružiny, tedy

$$F_0 = k \cdot x_0 = 32,34 \cdot 1,3 = 42,0 \text{ N}. \quad (14)$$



Obrázek 34 Posuvná skupina s pružinou mezikusu

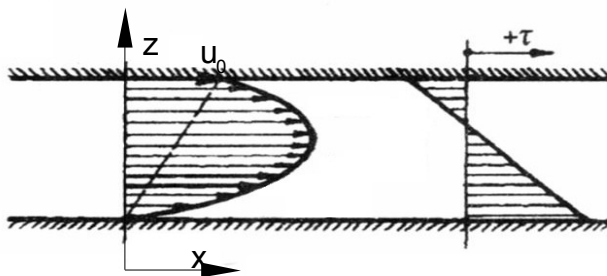
Pohyb pohyblivé soustavy je na obou stranách fyzicky omezen. Na straně hrotu je zamezeno dalšímu pohybu dosednutím do sedla jehly, na straně druhé přítomností axiálního dorazu v okolí výtoku z řídicího objemu. Při uvažování kontaktu v těchto místech byla jako kontaktní tuhost ponechána výchozí hodnota, tedy $10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-1}$.



Obrázek 35 Posuvná skupina po zanesení kontaktů

V místech vedení jehly a řídicího pístu se nachází vlivem funkčních vůlí nachází úzká štěrbinu mezikruhového průřezu. Touto štěrbinou bude protékat palivo z vysokotlakové části okruhu do přepadu, přičemž v proudící kapalině dojde k vyvození tečného napětí a radiální tlakové síly s proměnnou velikostí působící na vedení a jehlu, respektive řídicí píst. Všechny součásti jsou ale uvažovány jako dokonale tuhé, tlakovou sílu v radiálním směru je možné tedy zanedbat.

Pro zjištění velikosti tečného napětí a následně i sil působících na posuvně uloženou součást je zapotřebí vyšetřit rychlostní profil při proudění ve štěrbině. Vzhledem k mnohonásobně většímu poloměru zaoblení štěrbinu vůči její šířce h byla považována za štěrbinu mezi dvěma rovinnými deskami. Dále je předpokládán laminární charakter proudění a dokonalá přesnost geometrie všech součástí.



Obrázek 36 Rychlostní profil mezi dvěma deskami [16]

Lze dokázat platnost vztahu

$$\frac{\partial \tau}{\partial z} = -\frac{\Delta p}{L}, \quad (15)$$

mezi gradientem tečného napětí $\frac{\partial \tau}{\partial z}$ v příčném směru a tlakovým úbytkem vyjádřeným podílem rozdílem tlaků Δp na obou stranách a délky štěrby L . Dále lze z Newtonova zákona tečné napětí vyjádřit jako

$$\tau = \mu \cdot \frac{\partial u}{\partial z}. \quad (16)$$

Zderivováním (13) a dosazením do (12) lze získat

$$\frac{\partial^2 u}{\partial z^2} = -\frac{\Delta p}{L \cdot \mu}. \quad (17)$$

Následnou dvojí integrací dojdeme k

$$u = -\frac{\Delta p}{L \cdot \mu} \cdot \frac{z^2}{2} + C_1 \cdot z + C_2, \quad (18)$$

z podmínek $u(z=0) = 0$ a $u(z=h) = u_0$ určíme jednotlivé konstanty

$C_2 = 0$, $C_1 = \frac{u_0}{h} + \frac{\Delta p}{L \cdot \mu} \cdot \frac{h}{2}$ a tím i výsledný rychlostní profil

$$u = \frac{u_0}{h} \cdot z + \frac{\Delta p}{2 \cdot \mu \cdot L} (h \cdot z - z^2). \quad (19)$$

Dosazením do (13) a uvažováním $z = h$ získáme smykové napětí na povrchu pohybující se součásti

$$\tau = \mu \cdot \frac{u_0}{h} - \frac{\Delta p \cdot h}{2 \cdot L}. \quad (20)$$

Pro získání odpovídající působící síly lze na jednotlivé součásti aplikovat vztah

$$F_{vi} = -\tau_i \cdot S_i = \left(\frac{\Delta p \cdot h}{2 \cdot L_i} - \mu \cdot \frac{u_0}{h} \right) \cdot \pi \cdot d_i \cdot L_i. \quad (21)$$

Průměr a délka štěrby ve vedení jehly i řídicího pístu jednoznačně vyplývají z geometrie vstřikovače, viskozita kapaliny je závislá na tlaku a teplotě kapaliny a šíře štěrby byla určena experimentálně. K jejímu určení bylo využito vstřikovací stanice realizované v rámci [18], jako výchozí uvažováno $2 \mu\text{m}$. Tlak paliva v odpadní části okruhu je oproti tlaku paliva ve vysokotlaké části zanedbatelný, za Δp lze tedy dosadit okamžitou hodnotu tlaku ve vysokotlaké části.

Jedním ze zjednodušení výpočtového modelu je uvažování konstantní teploty

v celém palivovém systému, tlak se však po délce štěrbiny mění. Od tlaku panujícího ve vysokotlaké části palivové části po tlak, který lze považovat za atmosferický. Za předpokladu rovnoměrného poklesu tlaku ve štěrbině lze zjednodušeně uvažovat střední hodnotu dynamické viskozity za použitelnou v celé její délce. Pohyb součástí je však realizován na základě narušení silové rovnováhy, k němuž dochází v důsledku poklesu tlaku. Z toho je jasné, že tlak na vysokotlaké části štěrbiny nebude shodný s tlakem soustavy v ustáleném klidovém stavu. Při uvažování výchozího tlaku místo aktuálního dojde k jistému ovlivnění velikosti dynamické viskozity paliva. Tato však není na tlaku natolik závislá, aby došlo k znatelnému ovlivnění chování posuvné skupiny.

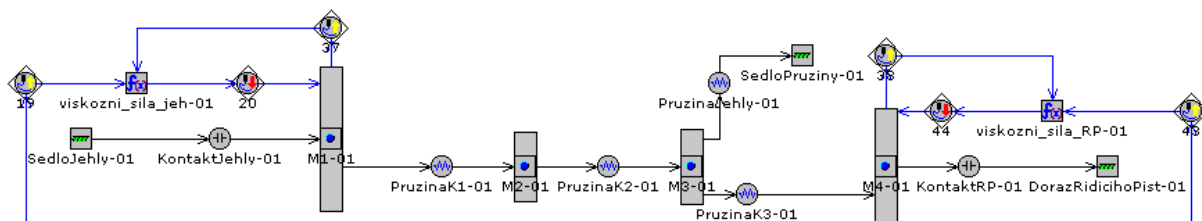
Viskozita výchozího paliva, motorové nafty, je tedy uvažována při polovičním tlaku oproti ustálenému a při teplotě 40 °C. Její hodnota byla určena využitím vlastností paliva gtfuel-diesel-A v prostředí GT-Fuel za použití lineární interpolace. Za těchto předpokladů byly zjištěny viskozity pro nafty pro body 5 a 12 0,00541 Pa·s respektive 0,00471 Pa·s.

V reálném vstřikovači se nacházejí dvě místa výskytu válcové součásti pohybující se ve vedení s vůlí vyplněnou kapalinou, těmito místy jsou vedení jehly a řídicího pístu. Za použití rozměrů těchto míst, uvedených v tabulce 8, lze vypočítat odpovídající hodnoty součinitele útlumu.

Veličina	Označení	Rozměr	Jednotka
Průměr vedení jehly	d_{vj}	4	mm
Délka vedení jehly	L_{vj}	10	mm
Průměr vedení řídicího pístu	d_{vRP}	4,3	mm
Délka vedení řídicího pístu	L_{vRP}	14	mm

Tabulka 8 Rozměry míst s působením viskózním třením

Ve výpočtovém modelu modelu je výpočet síly zadán vztahem odpovídajícím (18) zadaným v blocích Viskozni_sila_jeh a Viskozni_sila_RP názvy bloků, přičemž hodnoty okamžitého tlaku a rychlosti jsou snímány z přilehlých prvků ObjemFuelGal, RidiciObjem, M1 a M4, hodnoty použitých konstant byly uloženy v tabulce parametrů.



Obrázek 37 Kompletní část modelu posuvné skupiny

3.7.2.3 Interakce mezi mechanickou a kapalinou částí

Vzájemné působení mezi palivem a částmi posuvné skupiny se odehrává ve dvou rovinách. Posuvná skupina svou polohou řídí průtok paliva řídicím objemem a vlastní vstřik paliva, palivo však působí tlakovými silami na posuvnou skupinu a tím ovlivňuje její pohyb. Z předchozího vyplývá, že tyto vazby lze rozdělit na silové, tedy ty, jimiž působí hydraulická část na posuvnou skupinu, a na průřezové, kterými ovlivňuje posuvná skupina stav hydraulické části modelu dle své okamžité polohy. Dále ve vstřikovači dochází vlivem funkčních vůlí k svodovým propustnostem, při kterých dochází k úniku určité části paliva z vysokotlaké části do odpadního vedení.

Silové působení hydraulické části na posuvnou skupinu

Posuvná skupina je, jak bylo zmíněno dříve, zatížena tlakovými silami od paliva, které působí na plochu řídicího pístu, plochu ve tvaru komolého kuželu nacházející se v místě rozváděcího kanálu jehly a na hrot jehly. Tlakové síly působící na mechanické části jsou v prostředí simulačního programu zadávány pomocí prvku MechFlowConn, který určí tlakovou sílu jako součin velikosti činné plochy a okamžitého tlaku. V tomto modelu se nacházejí jak případy, kdy je činná plocha konstantní, tak situace, při níž dochází k její změně v závislosti na poloze posuvné skupiny.

Do první skupiny spadají řídicí píst, kuželové osazení v horní části jehly a kuželové osazení v dolní části jehly, téměř u samotného hrotu jehly. V těchto případech bylo pro určení činné plochy využito elementárních vztahů

$$S_{rp} = \frac{\pi \cdot d_{rp}^2}{4}, \text{ respektive } S_{mj} = \frac{\pi \cdot (d_{mj1}^2 - d_{mj2}^2)}{4}, \quad (22)$$

kde S_{rp} a S_{mj} značí plochy axiálních průmětů řídicího pístu a kuželového osazení jehly, d_{rp} , d_{mj1} a d_{mj2} průměr řídicího pístu a velký a malý průměr kuželové plochy v horní části jehly. Pro lepší přehlednost byly všechny vstupní a vypočtené veličiny uspořádány do tabulky 9.

označení veličiny	hodnota veličiny	jednotky veličiny
d_{rp}	4,3	mm
d_{mj1}	4	mm
d_{mj2}	3,21	mm
S_{rp}	14,52	mm ²
S_{mj}	4,47	mm ²

Tabulka 9 Rozměry a plochy činných prvků posuvné skupiny

Do druhé skupiny, tj. s proměnnými geometrickými parametry, spadá kuželová těsnicí plocha jehly dosedající do sedla. Při otevření trysky dochází k průtoku prostorem vzniklým mezi jehlou a jejím sedlem. Zároveň však dochází působením tlaku paliva k silovému působení na hrot jehly. Tato změna je v modelu zprostředkována změnou plochy, která je podrobena tlakovému působení paliva. V uzavřeném stavu je plocha rovna pouze obsahu axiálního průmětu hrotu jehly zasahujícího do slepého vývrtu, kdežto v případě odlehnutí jehly od sedla je za působíště tlakové síly považována plocha celého axiálního průmětu hrotu jehly. Reálně sice velikost tlaku v mezeře mezi jehlou a jejím není zcela konstantní, ale nedojde k velké chybě, bude-li za konstantní považována.

V modelu je tato závislost předepsána použitím tabulky pro závislost plochy na zdvihu jehly. V tomto případě ploše hrotu jehly odpovídá tabulka s názvem *PlochaPodHrotem*.

poloha jehly [mm]	plocha hrotu [mm ²]
0	0,79
$1 \cdot 10^{-3}$	3,43

Tabulka 10 Závislosti plochy hrotu na poloze jehly

Řízení průtočných průřezů polohou posuvné skupiny

Pohybem součástí posuvné skupiny dochází ke změnám průtočných průřezů, jimiž protéká v průběhu vstřiku palivo. Jedná se o průtočný průřez mezi jehlou a jejím sedlem a o průtočný průřez nad řídicím pístem v případě jeho posunutí, který plní funkci hydraulického dorazu. Při výpočtech průtočného průřezu je pro jeho určení velikost nejmenší plochy, kterou lze pro daný průtok místem nalézt.

Ve výpočtovém modelu je závislost průtoku paliva na poloze částí posuvné skupiny označenými M_1 a M_4 provedena řízením průtočného objemu. Toto je realizováno snímáním polohy každého z hmotných bodů prvkem *SensorConn*, která je předána prvkem *MathEquation*, který dle předepsané rovnice provede výpočet průtočného průřezu, respektive jeho ekvivalentního průměru. Výsledek je předán *ActuatorConn*, jímž je převeden na řídicí veličinu, kterou je řízen průměr škrtícího prvku, clonky *OrificeConn*.

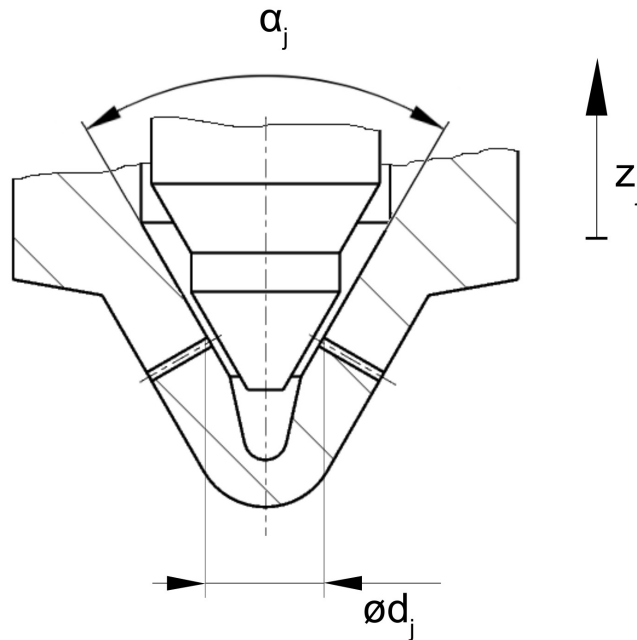
V případě průtoku paliva mezi jehlou a sedlem má nejmenší průtočná plocha tvar odpovídající plášti komolého kužele. Její plochu ze známých rozměrů lze určit podle vztahu

$$S_j = \pi \cdot z_j \cdot \sin\left(\frac{\alpha_j}{2}\right) \cdot \left[d_j + \frac{1}{2} z_j \cdot \sin \alpha_j\right], \quad (23)$$

v němž z_j značí zdvih jehly, α_j vrcholový úhel jehly a d_j malý průměr jehly. Prvky simulačního prostředí GT-Fuel však umožňují řízení průtokového průřezu pouze změnou průměru otvoru, který tvoří ekvivalentní průřez k nahrazovanému. Průměr náhradního otvoru d_{ej} otvoru bude poté

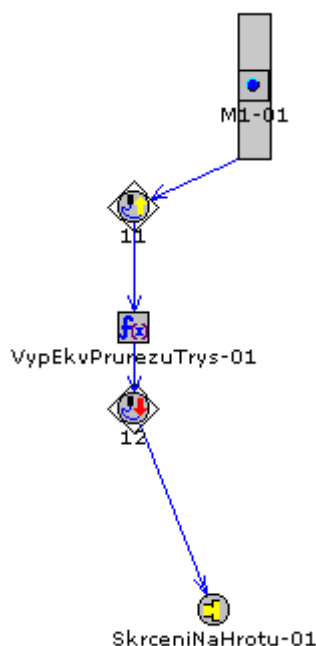
$$d_{ej} = 2 \cdot \sqrt{z_j \cdot \sin\left(\frac{\alpha_j}{2}\right) \cdot \left[d_j + \frac{1}{2} z_j \cdot \sin \alpha_j\right]}, \quad (24)$$

přičemž malý průměr nabývají hodnot jehly $d_j = 1,64$ mm a vrcholový úhel jehly $\alpha_j = 60^\circ$.



Obrázek 38 Detail jehly a trysky

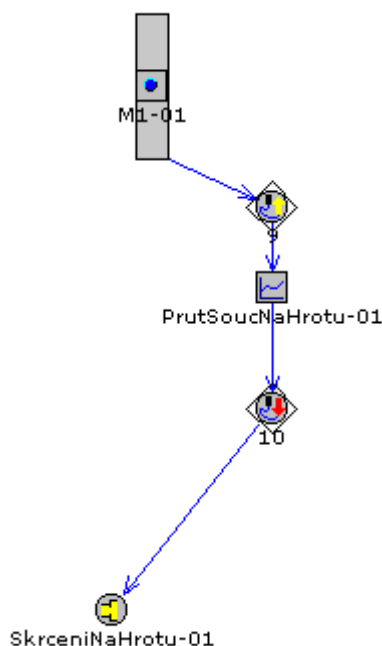
Poloha jehly, nahrazené hmotou M_1 , je v modelu snímána prvkem SensorConn, který plní funkci snímače, je předávána jako vstupní hodnota do bloku VypEkvPrurezuTrys typu MathEquation provádějícího výpočet podle (12) a vstupuje do prvku ActuatorConn, který výstupní signál převádí na akční veličinu, kterou je řízen již zmíněný ekvivalentní průměr prvku SkrceniNaHrotu.



Obrázek 39 Řízení průtokového průřezu na hrotu jehly

Obdobný postup byl aplikován i při zohlednění závislosti průtokového součinitele pro prostor mezi hrotem a sedlem jehly. Lze totiž předpokládat, že jeho hodnota se bude v závislosti měnit a protože se jedná o veličinu bezprostředně ovlivňující množství vstříknutého paliva a průběh vstřiku, byla ponechána možnost určení jeho průběhu, aby bylo možné chování modelu odladit podle získaných experimentálních dat. Odlišnost v provedení spočívá pouze v použití prvku typu Lookup1D pro přiřazení hodnot dle předepsané tabulky hodnot oproti výpočtu použitému v předchozím případě.

Vzhledem k obtížnosti stanovení jeho hodnoty, vyplývající z komplikovanosti reálného proudění kapaliny a neznalosti podrobného geometrického provedení, bylo přikročeno k jeho zjednodušenému určení v rámci kalibrace modelu.



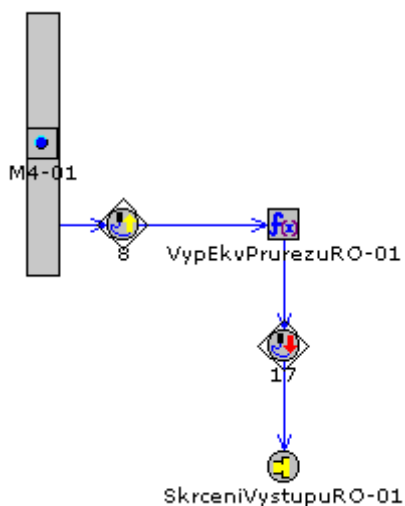
Obrázek 40 Řízení průtokového součinitele na hrotu jehly

Ke změně průtočného průřezu bude docházet i při posunutí řídicího pístu. Tento průtočný průřez bude mít jako jediný válcový tvar, velikost jeho plochy S_{RP} bude tedy možné vyjádřit pomocí

$$S_{pRP} = \pi \cdot d_{pRP} \cdot (h_a - z_{RP}) . \quad (25)$$

Zde d_{pRP} představuje nejmenší průměr válce, jímž palivo v tomto místě protéká, h_a axiální vůli mezi řídicím pístem a dorazem řídicího pístu a z_{RP} polohu řídicího pístu. Opět bylo zapotřebí určit ekvivalentní průměr, pro nějž tedy bude platit

$$d_{epRP} = 2 \cdot \sqrt{d_{pRP} \cdot (h_a - z_{RP})} . \quad (26)$$

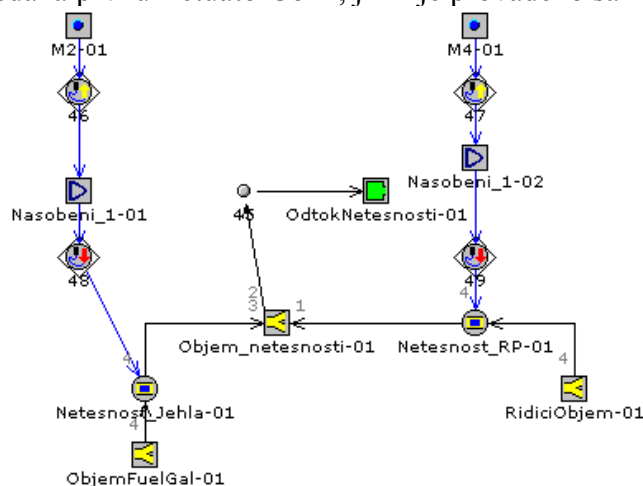


Obrázek 41 Škrzení na výstupu z RO v modelu

Svodové propustnosti

K úniku paliva vlivem svodových propustností dochází místech funkčních vůlí mezi vzájemně se pohybujícími součástmi ve vstřikovači, které zároveň uzavírají vysokotlakou část. Takovými místy jsou vedení jehly a řídicího pístu, kdy se v obou případech jedná o průtok mezikruhovou štěrbinou s pohyblivým pístem.

Svodové propustnosti byly do modelu zadány prvkem AnLeakConn s odpovídajícími rozměry součástí za předpokladu nulové excentricity a šíře štěrbin $2\text{ }\mu\text{m}$. Rychlost pohybu pístu ve vedení je v použitém prvku AnLeakConn řízena rychlostí pohybu odpovídající náhradní hmoty posuvné skupiny. V místě vedení jehly se byla použita náhradní hmota M_2 , pro vedení řídicího pístu hmota M_4 . Referenční rychlost je snímána prvkem SensorConn, přes prvek Gain je dále předána prvku ActuatorConn, jímž je prováděno samotné řízení rychlosti.



Obrázek 42 Zavedení svodových propustností do modelu

3.7.2.4 Elektromagnetický řídicí ventil

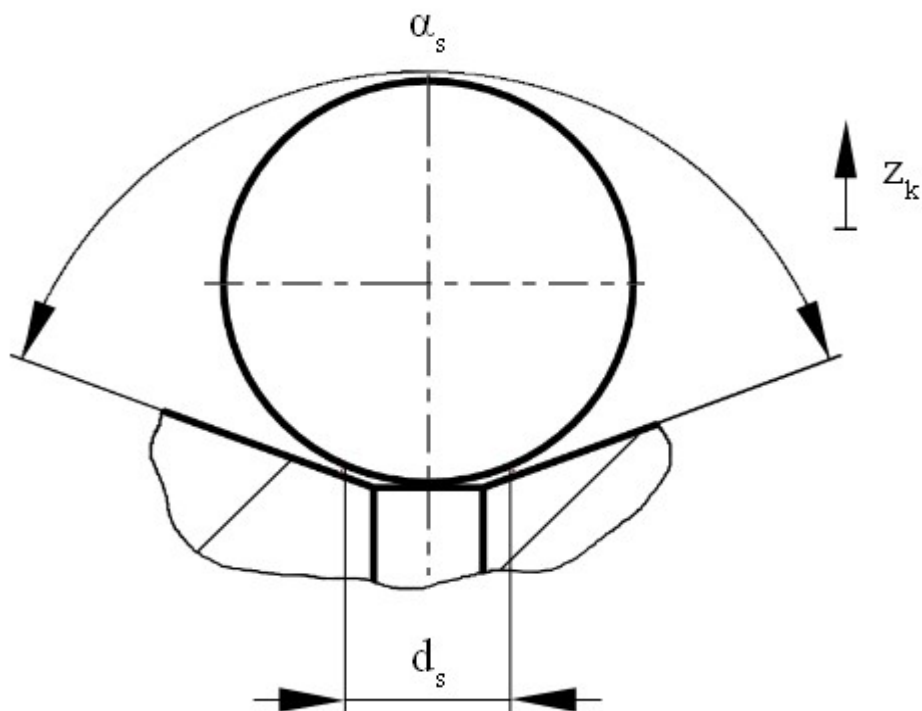
Elektromagnetickým ventilem je řízeno odpouštění paliva z řídicího objemu a tím i celý proces vstřikování. Principiálně se jedná o kuličku o průměru $d_k = 1,4\text{ mm}$ dosedající do kuželového sedla s vrcholovým úhlem přibližně $\alpha_s = 135^\circ$, s průměrem kontaktní kružnice $d_s = 0,75\text{ mm}$, přitlačovanou přes čep ventilu válcovou šroubovitě vinutou tlačnou pružinou. Při aktivaci ventilu dochází k tvorbě magnetického pole, které má za následek vytvoření silového působení na čelní kotvu spojenou s čepem ventilu, její přitažení a tím i otevření ventilu.

Pro určení průběhu zdvihových charakteristik bylo realizováno jejich experimentální

zjištění na vstřikovací zkušební stanici vytvořené v rámci [18], jež se nachází v laboratořích Katedry vozidel a motorů. Tato stanice je vybavena programovatelnou řídicí jednotkou, která je schopna přivést do vstřikovače proudový a napěťový impuls blízký průběhům zjištěných z [6]. Měření byla prováděna za použití shodného vstřikovače, jeho přívodního potrubí, tlakového zásobníku a vysokotlakého čerpadla v porovnání s komponenty nacházejícími se na motoru, jehož palivová soustava je předmětem vytváření modelu.

Pro potřeby zavedení funkce elektromagnetického ventilu do modelu byl stanoven průběh průtokového průřezu a z něj i ekvivalentního průměru v závislosti na zdvihu.

Z geometrických poměrů v místě dosednutí kuličky do sedla lze odvodit vztah pro průtočný průřez



Obrázek 43 Detail elektromagnetického ventilu

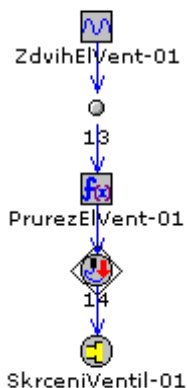
$$S_k = \pi \cdot z_k \cdot \sin\left(\frac{\alpha_s}{2}\right) \cdot \left[d_s + \frac{1}{2} z_k \cdot \sin \alpha_s \right] \quad (27)$$

a z něj následně určit ekvivalentní průměr podle

$$d_{ek} = 2 \cdot \sqrt{\frac{S_k}{\pi}} = 2 \cdot \sqrt{z_k \cdot \sin\left(\frac{\alpha_s}{2}\right) \cdot \left[d_s + \frac{1}{2} z_k \cdot \sin \alpha_s \right]} \quad (28)$$

Nyní je možné stanovenému posuvu elektromagnetického ventilu přiřadit odpovídající průměr průtočného otvoru. Průběh posunutí kuličky elektromagnetického ventilu

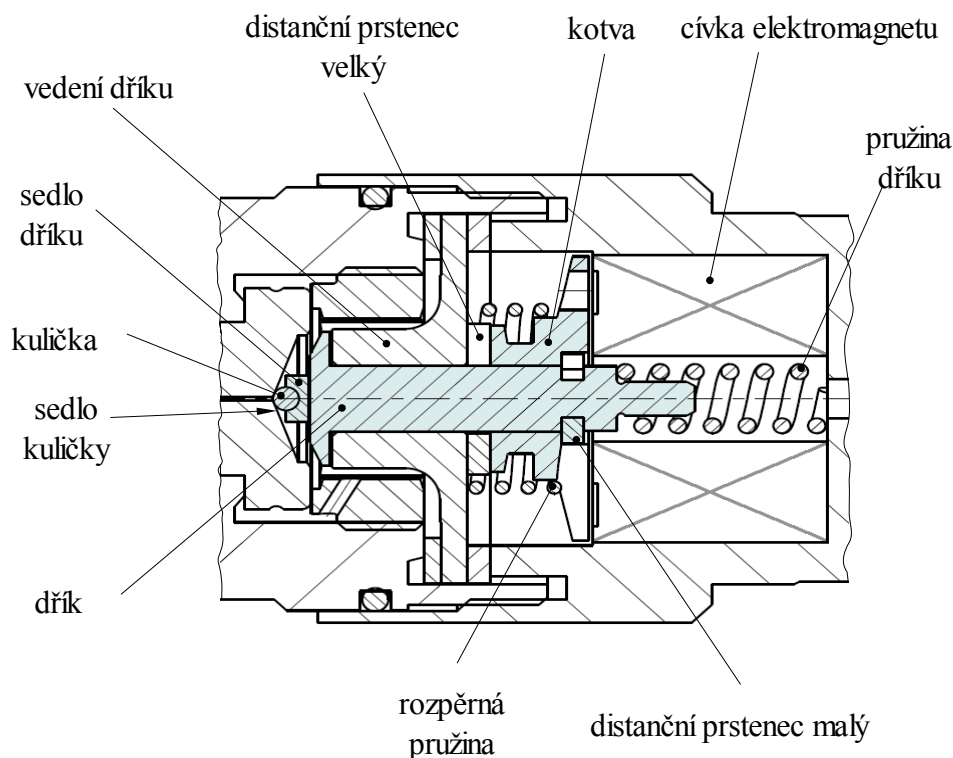
je v modelu zadán pomocí tabulky ProfilOtevreniElVent znázorňující jeho časovou závislost zdvihu kuličky. Tento vstupní signál je přepočítán blokem PrurezElVent na ekvivalentní průměr, následně převeden na akční signál, kterým je přímo řízen průtočný průměr prvku SkrceniVentil představujícího uzavírací element ventilu.



Obrázek 44 Část modelu představující elektromagnetický ventil

Stanovení zdvihu elektromagnetického ventilu na základě proudového impulsu

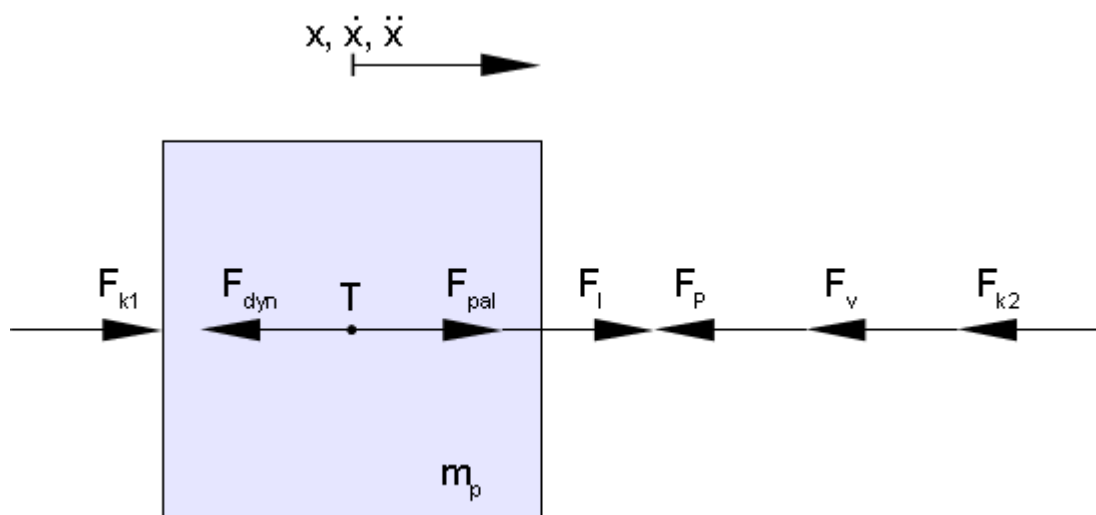
Z údajů poskytnutých v rámci [6] lze vyčíst průběh napětí a proudu přivedených na cívku elektromagnetického ventilu pro jednotlivé provozní režimy motoru. Tyto údaje však nepodávají dostatečně přesnou informaci o průběhu zdvihu kotvy elektromagnetického ventilu a tím i kuličky, přičemž maximální hodnota zdvihu je přibližně $x_{max} = 50 \mu\text{m}$. Z tohoto důvodu byly poskytnuty výsledky měření na zkušební stanici zkonstruované v rámci [18], ze kterých lze vyčíst příslušné zákonitosti pro zdvih elektromagnetického ventilu. Avšak tyto údaje nelze přímo použít, protože jsou vlivem použití jiné řídicí jednotky motoru jiné, neobsahují krátké proudové impulsy příslušející předvstříkům a dostřikům a navíc jsou zatíženy chybou spočívající v odskoku měřícího prvku po dosažení maximálního zdvihu a nedokonalého návratu do polohy odpovídající uzavřenému stavu.



Obrázek 45 Elektromagnetický odpouštěcí ventil

Pro určení reálného zdvihu kuličky elektromagnetického ventilu byla sestavena pohybová rovnice na základě působících sil.

Při pohybu kuličky je předpokládáno její dokonalé usazení v sedle dříku a jeho stálý kontakt s dříkem vlivem silového působení od proudícího paliva. Tím můžeme skupinu posouvajících se dílů, složenou z kuličky, sedla dříku a dříku, považovat za jedno těleso. Ze situace ilustrované obrázkem 45 vyplývají působící síly. Jsou jimi tlaková síla od paliva nacházejícího se v odtokovém kanálu F_{pal} , úhrnná síla od pružin F_p , přitažná síla působící na čelní kotvu F_I , dynamická síla F_d působící proti směru zrychlení, síla odporu okolí zaplněného palivem F_v a kontaktní síly F_{k1} a F_{k2} působící, pokud soustava dosáhne jedné ze dvou krajních poloh.



Obrázek 46 Uvolnění posuvné části elektromagnetického ventilu

Nyní lze sestavit rovnici rovnováhy ve směru x .

$$-F_v + F_{pal} + F_{kl} + F_I - F_{dyn} - F_P - F_{k2} = 0. \quad (29)$$

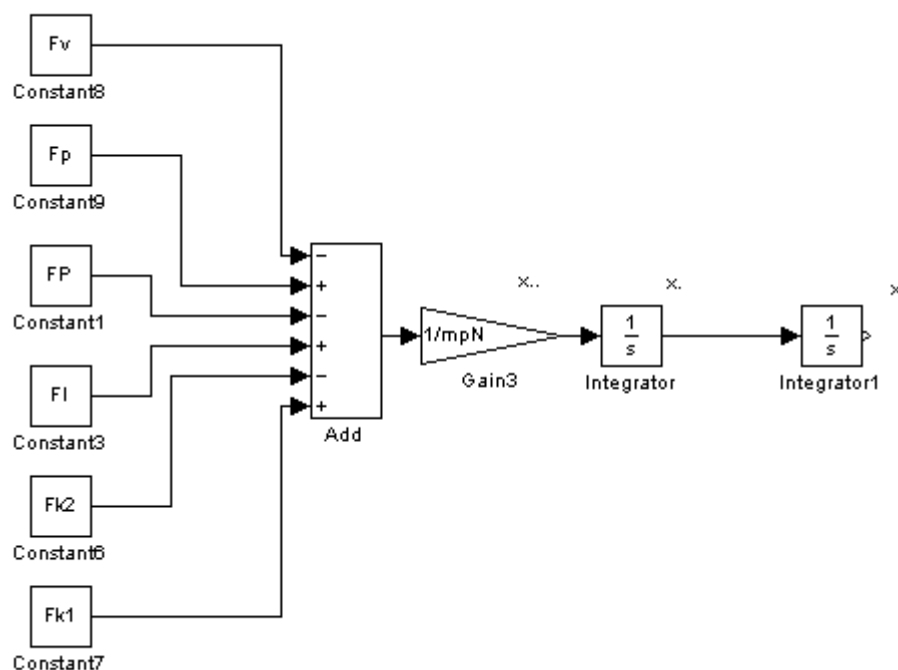
Po dosazení dynamické síly jako

$$F_{dyn} = m_p \cdot \ddot{x} \quad (30)$$

do (23) je možné vyjádřit zrychlení hmotného bodu jako

$$\ddot{x} = \frac{1}{m_p} (F_{pal} + F_{kl} + F_I - F_P - F_{k2}), \quad (31)$$

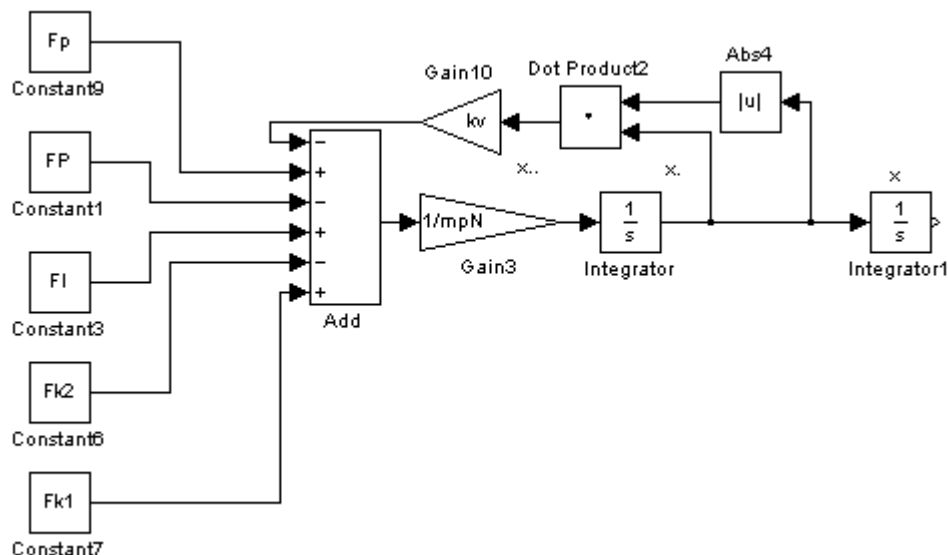
jíž lze řešit metodou snižování řádu derivate v pomoci programu Matlab.



Obrázek 47 Základní schéma pohybové rovnice

V dalších krocích je zapotřebí vyjádřit jednotlivé vstupní síly. První působící silou je odporová síla okolního prostředí zaplněného palivem. Je patrné, že její velikost bude úměrná druhé mocnině rychlosti pohybu a bude vždy působit v opačném směru k rychlosti.

$$F_v = k_v \cdot \dot{x}^2. \quad (32)$$

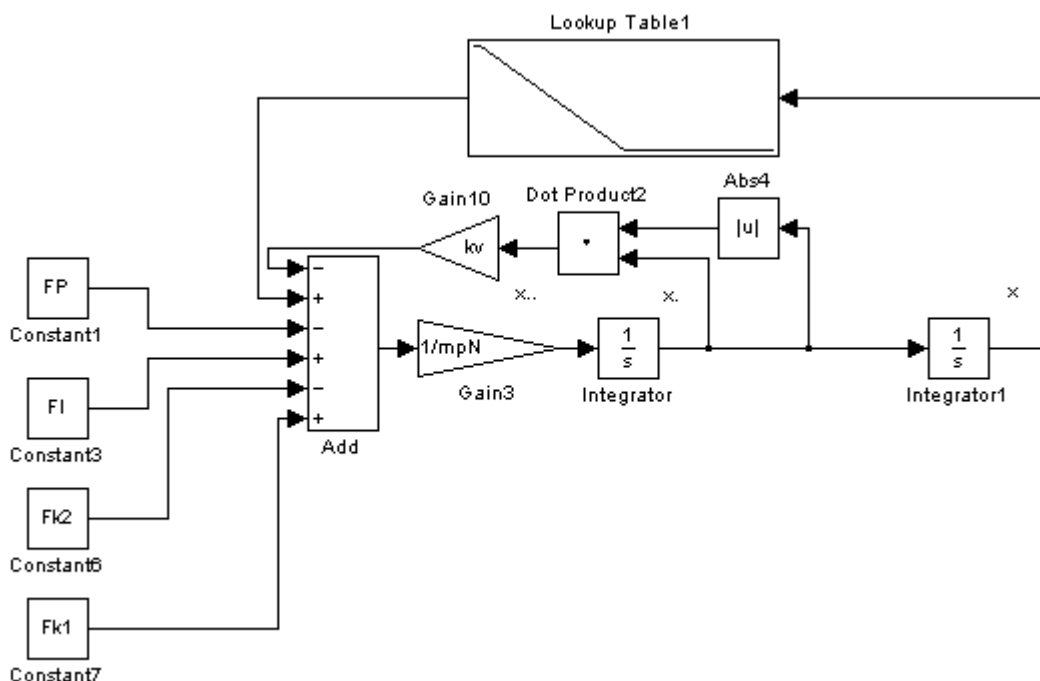


Obrázek 48 Blokové schéma pohybové rovnice po zadání síly odporu prostředí

Velikost tlakové síly F_{pal} lze v uzavřeném stavu určit jednoduše jako součin tlaku paliva a plochy axiálního průmětu plochy, na které působí, tedy

$$F_{pal} = \frac{\pi \cdot d_s^2}{4} \cdot p_{pal}. \quad (33)$$

Další působící silou je tlaková síla F_p působící na kuličku. Protože lze předpokládat, že její velikost bude závislá na její poloze, tedy že při odlehnutí kuličky ze sedla dojde k jejímu snížení, byla tato závislost rovněž do modelu zanesena. Tato závislost je předepsána pomocí závislosti, kdy vstupní veličině, poloze hmoty m_p , je přiřazena příslušející velikost tlakové síly.



Obrázek 49 Blokové schéma pohybové rovnice po zadání tlakové síly

Následně na skupinu působí síly od předepjatých pružin. Těmito pružinami jsou přitlačná pružina, umístěná na konci dříku a rozpěrná pružina umístěná mezi kotvou a vedením dříku. Protože se zdvih skupiny elektromagnetického ventilu omezuje na přibližně 0,05 mm, byly obě síly uvažovány za konstantní o výsledné velikosti

$$F_p = k_{p1} \cdot \Delta l_{p1} - k_{p2} \cdot \Delta l_{p2} . \quad (34)$$

Předpětí jednotlivých pružin vyplývají z geometrických rozměrů vstřikovače, byly určeny měřením a nabývají hodnot $k_1 = 35,4 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$ a $k_2 = 0,8 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$. Tuhosti obou pružin byly určeny použitím (10) z geometrických proporcí.

i	1	2
d_{pi}	1	0,8
D_i	3,5	11,5
$n_{\epsilon i}$	6	3
Δl_{pi}	0,9	2,5
k_{pi}	38,9	0,9

Tabulka 11 Rozměry a tuhosti pružin elektromagnetického ventilu

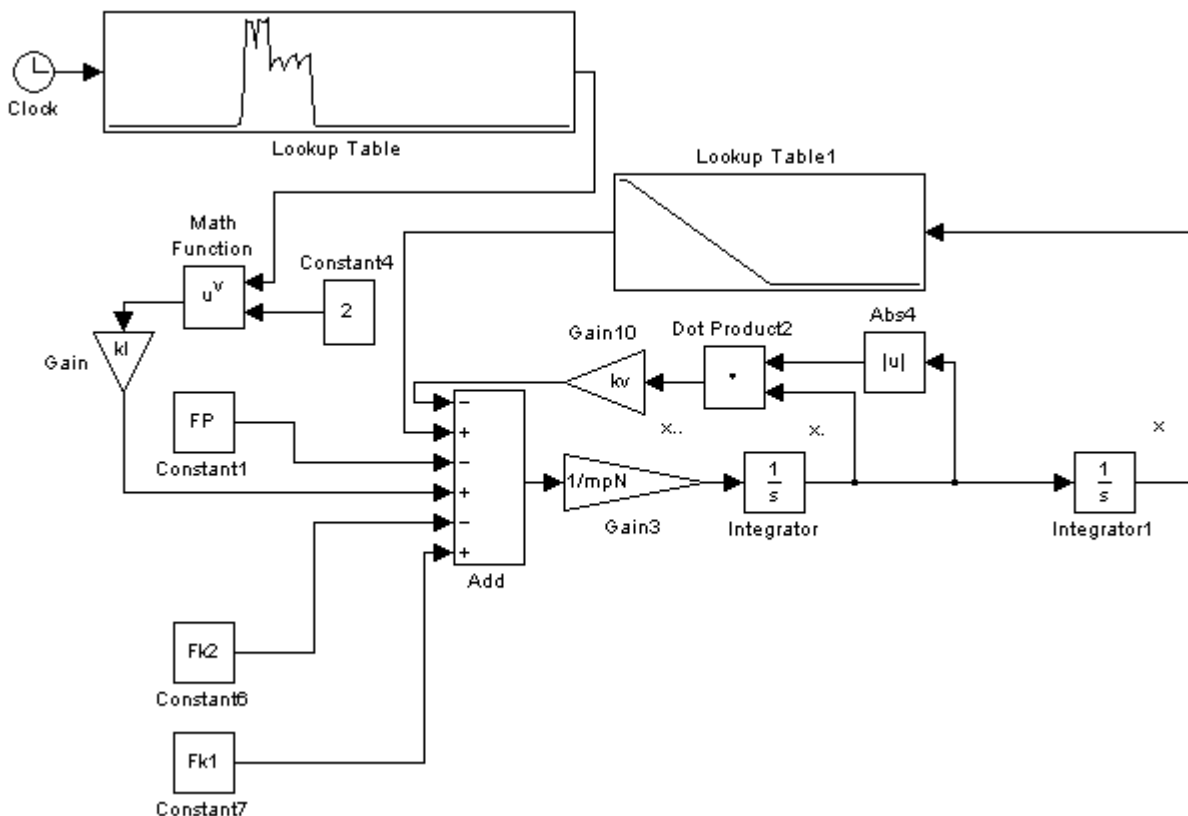
Nyní jsou známy všechny potřebné veličiny k určení F_p

$$F_p = 38,9 \cdot 0,9 - 0,9 \cdot 2,5 = 32,8 \text{ N} \quad (35)$$

Pro přitažnou sílu působící na kotvu lze předpokládat, že její velikost je úměrná druhé mocnině proudu protékajícího cívkou

$$F_I = k_I \cdot I^2, \quad (36)$$

kde k_I zastupuje konstantu úměrnosti mezi přitažnou silou a proudem I . Časový průběh proudu protékajícího cívkou je zadán jako tabulka hodnot, jejíž nezávisle proměnnou je čas. Dále je vynásobením konstantou úměrnosti proveden jeho převod na přitažnou sílu působící na cívku F_I a nakonec je tato síla zanesena do pohybové rovnice.



Obrázek 50 Pohybová rovnice po zadání přitažné síly

Dalšími silami, které zde působí jsou kontaktní síly F_{k1} a F_{k2} . Tyto síly působí pouze jen při dosažení, nebo překročení limitů zdvihu danými geometrickými poměry. Pro kontaktní síly lze použít následující vztahy

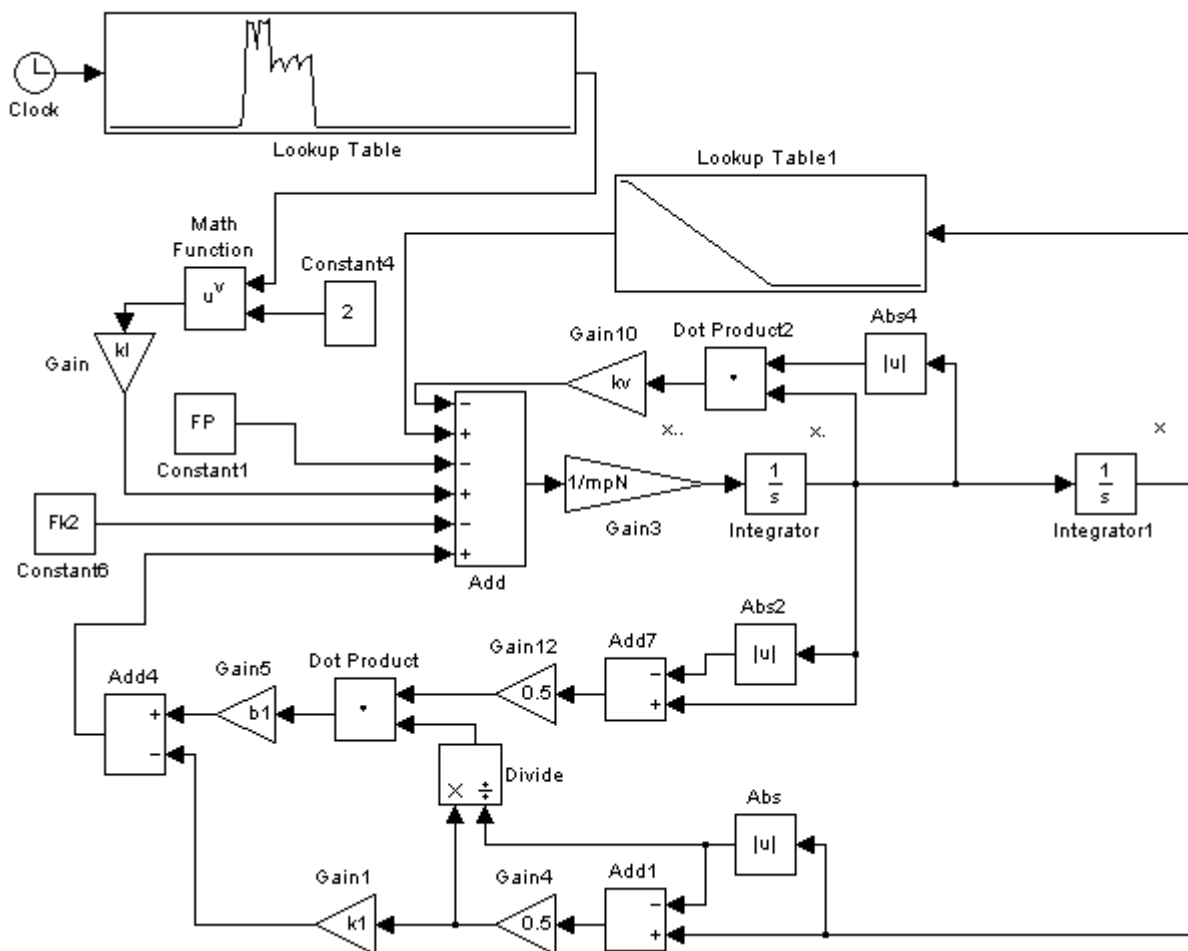
$$F_{ki} = k_{kon,i} \cdot x_{kon} + b_{kon,i} \cdot \dot{x}_{kon}. \quad (37)$$

Kde se x_{kon} se rozumí velikost průniku náhradní hmoty mimo rozsah volného pohybu a \dot{x}_{kon} a rychlost tohoto pohybu.

První kontaktní síla F_{k1} působí mezi kuličkou a jejím sedlem. Tato je však přítomna pouze při poloze záporné posuvné části ventilu, uvažovaného jako tuhé těleso. Poloha

posuvné části je snímána a vyhodnocena funkcí $\frac{x - |x|}{2}$, jejíž hodnota je v případě kladné polohy nulová, při záporné poloze je s ní shodná. Dále je vynásobena kontaktní tuhostí, čímž

je získána složka kontaktní síly vyvolaná dosednutím kuličky do sedla. Avšak při dosednutí je vyvozena i tlumicí síla, díky níž dochází ke zmírnění odskoků. K vyvození této síly dochází pokud dojde ke kontaktu mezi kuličkou a sedlem a zároveň se posuvná část ventilu pohybuje směrem do sedla, tedy se zápornou rychlostí. Testována je tedy nejen poloha, ale i rychlost a to shodným způsobem jako v případě polohy. Následně je rychlost, která je nenulová jen v případě splnění výše uvedených předpokladů, vynásobena součinitelem útlumu, čímž dostáváme odpovídající sílu útlumu. Tato je sečtena se složkou vyvolanou deformací sedla a jako celková kontaktní síla v sedle F_{kl} přivedena do pohybové rovnice.



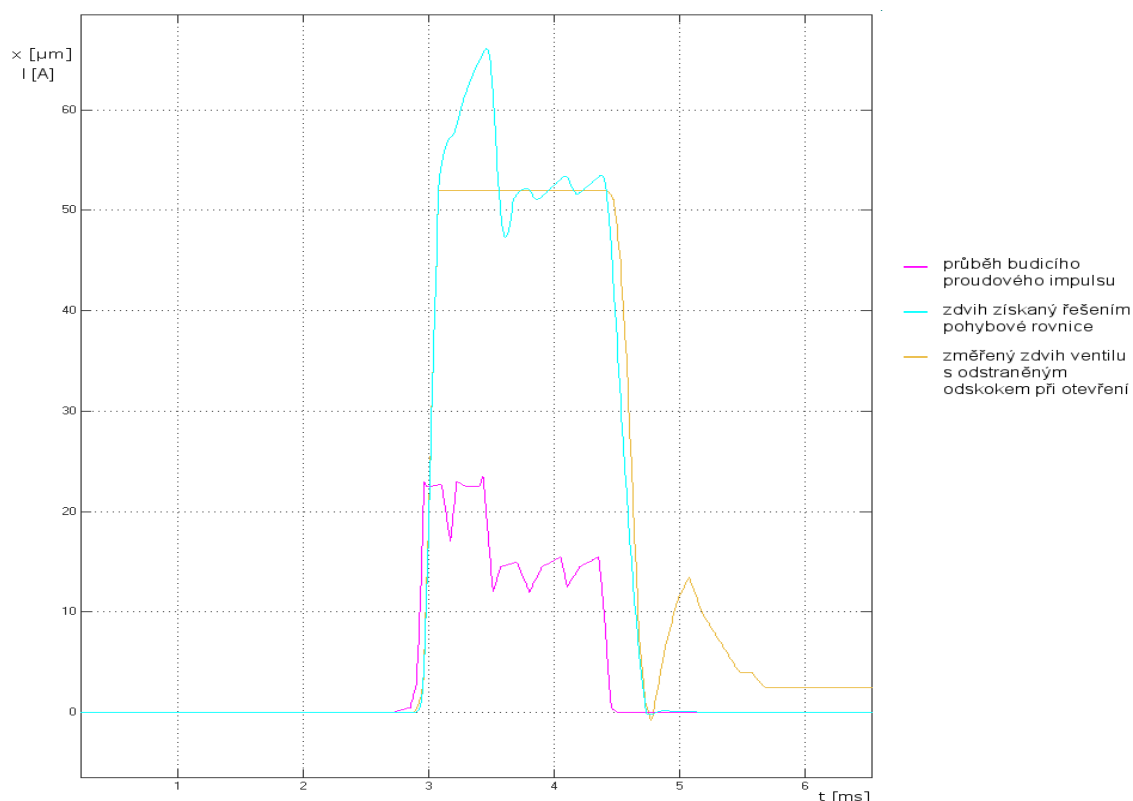
Obrázek 51 Blokové schéma pohybové rovnice po zadání první kontaktní síly

Obdobným způsobem je provedeno zadání druhé kontaktní síly F_{k2} , pouze s rozdílem, že je nenulová v případě překročení axiální vůle x_{max} určující zdvih ventilu a její tlumicí složka se uplatní pouze je-li zároveň kladná rychlost.

Úplné schéma zjednodušeného modelu elektromagnetického ventilu je uvedeno v příloze pod číslem 7.

Při řešení pohybové rovnice je použito několik konstant, jejichž velikost není známa.

Za tyto byly iterací nalezeny vyhovující hodnoty tak, náběh zdvihu byl maximálně shodný s poskytnutým naměřeným zdvihem zjištěným na měřicí stanici při shodném vstupním proudovém impulsu.



Obrázek 52 Porovnání reálného zdvihu ventilu s řešením pohybové rovnice

3.8 Popis vstupních veličin výpočtového modelu odvislých od pracovního bodu motoru

Průběh vstřiku paliva není ovlivněn pouze geometrickými rozměry vstřikovače, ale i podmínkami, za kterých je provozován. Mezi takové podmínky spadá jak tlak paliva přiváděného z tlakového zásobníku, tak průběh proudu přiváděného do cívky elektromagnetického, respektive zdvih kuličky elektromagnetického ventilu.

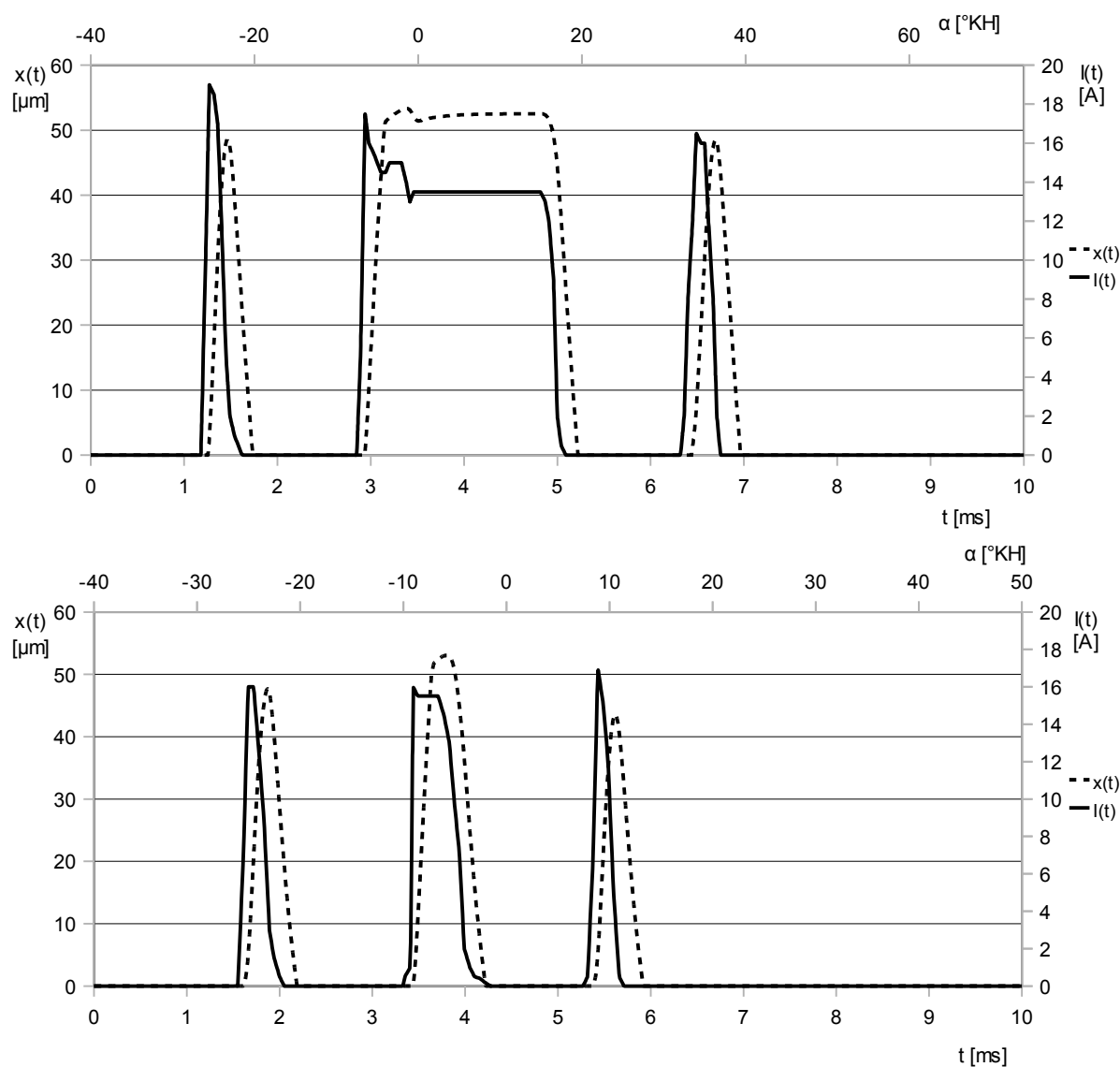
3.8.1 Tlak paliva v zásobníku

Tlak paliva je měněn v závislosti na pracovním stavu motoru, přičemž je zřejmé, že jím bude ovlivněn průběh vstřiku a další děje probíhající ve vstřikovači. Pro oba uvažované provozní režimy, v ESC testu body 5 a 12, a jím odpovídající průběhy vstřiků budou použity odpovídající tlaky získané z [6] a shrnuté v tabulce 12.

číslo bodu	n [min^{-1}]	M_t [Nm]	p_{pal} [MPa]
5	1900	676	138
12	1500	187	78

Tabulka 12 Tlaky v zásobníku pro vybrané režimy testu ESC [6]

3.8.2 Průběh zdvihu elektromagnetického ventilu

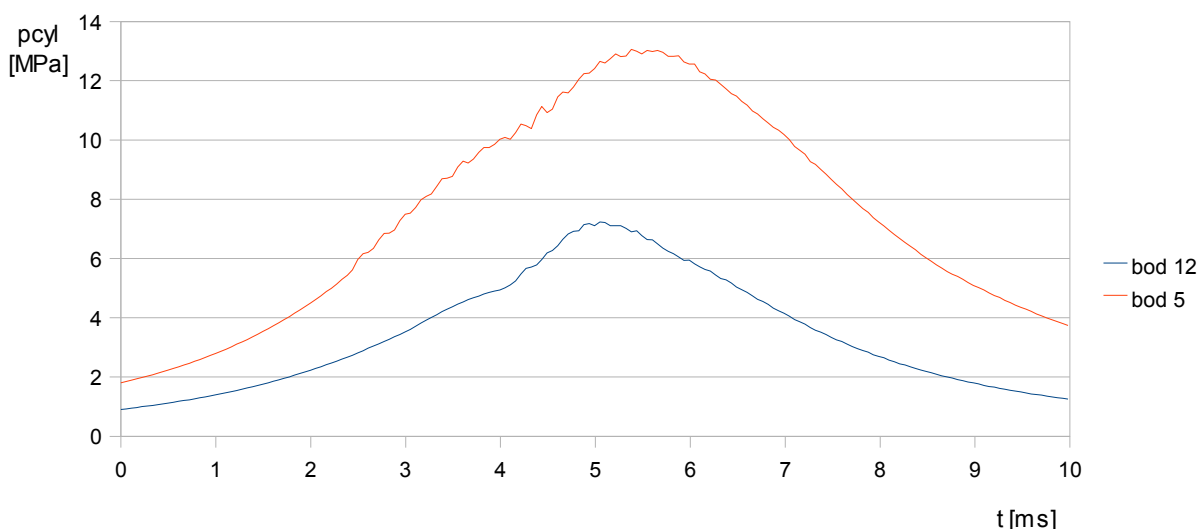


Obrázek 53 Průběhy vstupního proudu a zdvihu pro body 5 a 12

Různým provozním bodům odpovídají také různé vstupní impulsy proudu do cívky ventilu. Z nich byly řešením pohybové rovnice popsané v kapitole 4.7.2 získány odpovídající průběhy, které byly následně zadány jako příslušné vstupní průběhy pro model vstřikovače pod názvy Otev_bod_5 a Otev_bod_12.

3.8.3 Průběh protitlaku ve válci

V průběhu vstřikování paliva dochází ke změnám tlaku ve válci a tedy i tlakového spádu na vstřikových otvůrcích. Velikost tlaku ve válci dosahuje hodnot kolem 18 MPa, což představuje více než desetinu ustáleného tlaku v palivové soustavě. Velikost protitlaku a jeho časová závislost byla tedy zanesena do modelu. Průběh tlaku byl pro jednotlivé body převzat z [6] za zjednodušení, že průběh tlaku ve válci je pro všechna uvažovaná paliva shodný.



Obrázek 54 Průběhy tlaků ve válci motoru

Pro oba vybrané pracovní body byly průběhy tlaků ve válci opět zadány jako časově proměnná vstupní veličina pod názvy IndikovanyTlak5 a IndikovanyTlak12.

3.9 Nalezení optimálních hodnot laděných parametrů

V podmínkách Katedry vozidel a motorů nebylo možné zjistit s dostatečnou přesností několik vlastností vstřikovače. Rozsah těchto parametrů byl stanoven kvalifikovaným odhadem s následným nalezením jejich optimálních hodnot iterací tak, aby se kontrolní veličiny získané v výpočtu co možná nejlépe blížily experimentálně zjištěným.

Stanovené rozsahy těchto rozměrových veličin

název	dolní mez	horní mez	jednotky
ekvivalentní průměr tyčového filtru	0,25	1	mm
průměr Z-dýzy	0,2	0,3	mm
průměr vstupní části A-dýzy	0,5	1,5	mm
průměr výstřikových otvůrků	0,09	0,15	mm

Tabulka 13 Laděné rozměry modelu

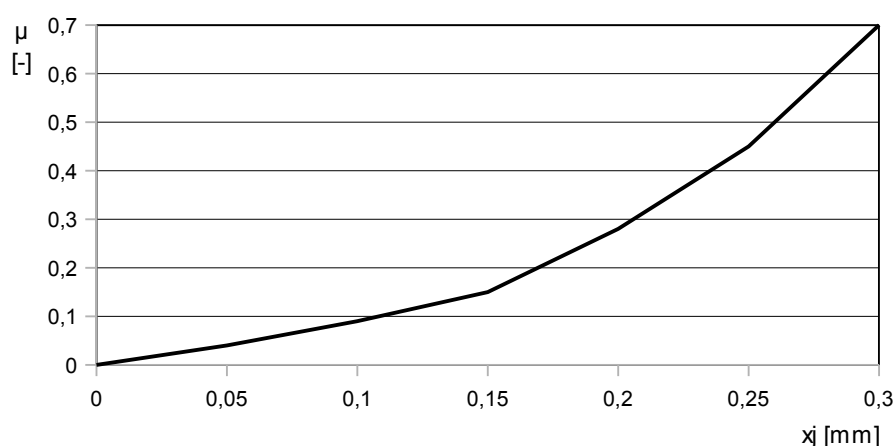
Dále byl neznámou průběh průtokového součinitele v místě hrotu jehly. V tomto místě dochází po vstupu z prostoru kolem jehly nejprve ke změně směru proudění spolu se zvýšením průtokového průřezu, který je následně snížen vtokem do prostoru mezi kuželovou částí hrotu jehly a sedlo. Při průtoku směrem k výstřikovým otvorům se průtočný průřez znatelně zmenšuje, následně dochází k výrazné změně směru proudění paliva a dalšímu snížení průtočného průřezu vlivem vstupu do výstřikových otvorů.

Změnami uvedených parametrů modelu bylo dosaženo stavu, kdy je dle mého názoru nejlepší shoda kontrolních veličin simulace se skutečným systémem.

název	hodnota	jednotky
ekvivalentní průměr tyčového filtru	1,0	mm
průměr Z-díry	0,23	mm
průměr vstupní části A-dýzy	0,7	mm
průměr výstřikových otvůrků	0,135	mm

Tabulka 14 Konečné hodnoty laděných rozměrů modelu

Jako vyhovující závislost průtokového součinitele na poloze jehly se ukázala závislost reprezentovaná obrázkem 55. Ačkoli se jeho hodnoty zdají být nízké, při uvažování veškerých změn působících ztráty se tento jeví jako vyhovující.



Obrázek 55 Průběh průtokového součinitele v závislosti na poloze jehly

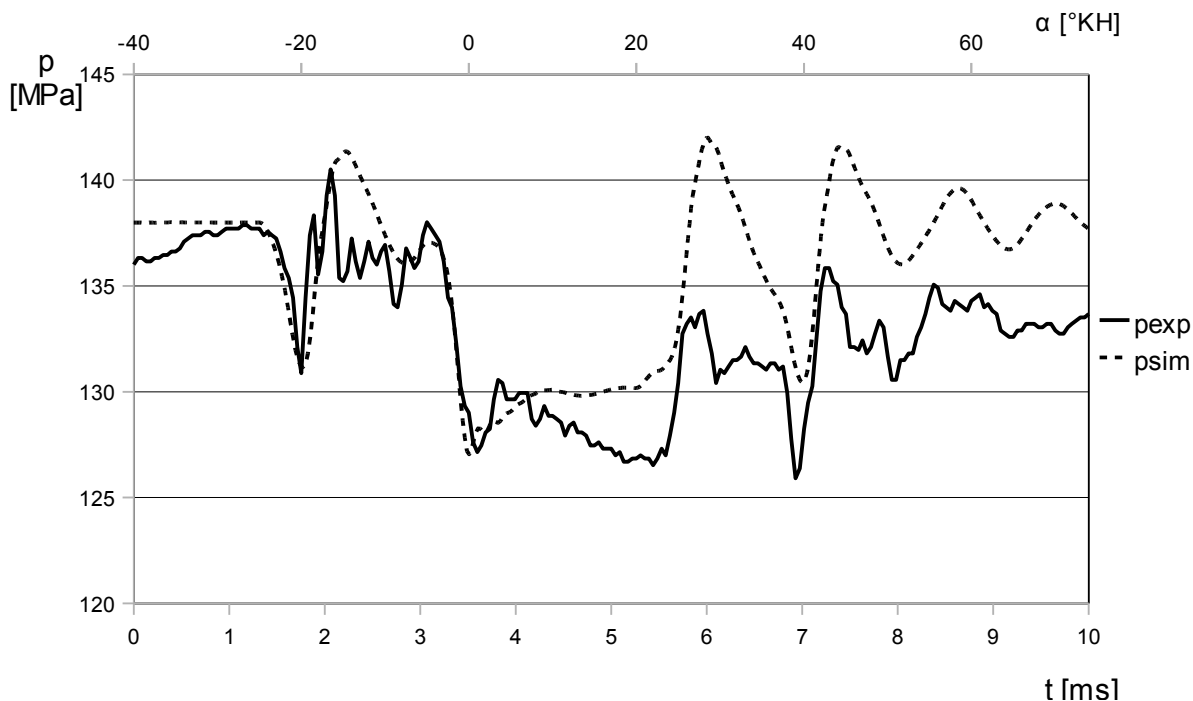
3.10 Výsledky simulace a jejich porovnání s experimentálními daty

Za nejdůležitější kontrolní veličinu bylo uvažováno množství paliva vstříknutého do spalovacího prostoru válce. Vzhledem k poměrně velkým rozdílům v podmínkách pro jednotlivé pracovní body, spočívající v přibližně polovičním počátečním tlaku v zásobníku paliva a výrazně kratším hlavním vstřiku, byla připuštěna jistá odchylka. Laděním dříve uvedených rozměrů bylo dosaženo následujících množství vstříknutého paliva:

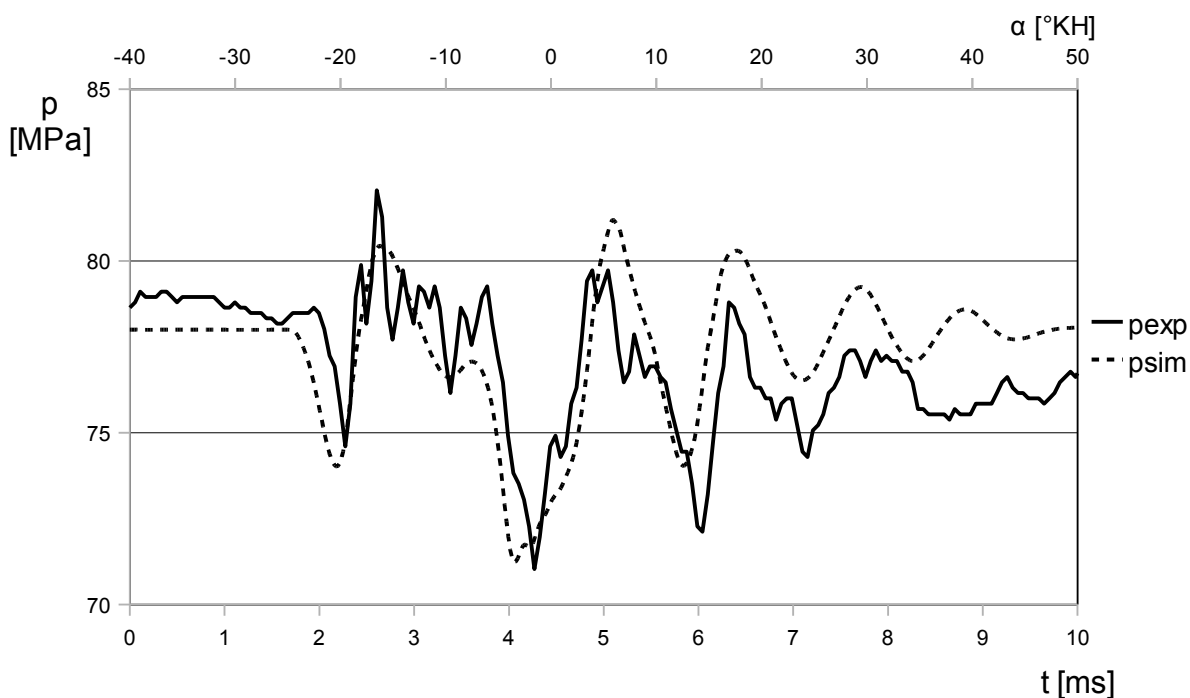
dávka paliva ze simulace [g]	skutečná dávka paliva [g]	relativní odchylka [%]	bod
0,1104	0,1215	-9,1	5
0,0348	0,0337	3,2	12

Tabulka 15 Dávky paliva z experimentálních dat a simulace

Pokles tlaku získaný z běhu simulace byl porovnáván s průběhem tlaku v odpovídajícím místě reálné soustavy. Zjednodušení v zavedení zdroje paliva dodávaného pod vysokým tlakem, spočívající v považování zásobníku paliva jako zdroje paliva, uvedené v kapitole 3.7.1, má za následek, že při simulaci nedochází oproti skutečnosti k výraznějšímu poklesu tlaku v tlakovém zásobníku vlivem jeho vyprazdňování v průběhu vstřikovacího cyklu. Toto zjednodušení se projeví i v přívodním vedení ke druhému vstřikovači ve smyslu narůstajícího rozdílu tlaků s množstvím vstříknutého paliva. Rozdíl je tedy zvláště patrný pro bod 5, tedy režim plného zatížení.



Obrázek 56 Porovnání experimentálního a simulovaného průběhu tlaku pro bod 5



Obrázek 57 Porovnání experimentálního a simulovaného průběhu tlaku pro bod 12

Dále byla porovnána množství paliva proteklá jednotlivými výstupy ze vstřikovače, tedy vstřikovými otvory, elektromagnetickým ventilem a svodovými propustnostmi pro oba pracovní body za celou dobu simulace.

	bod 5		bod 12	
	průtok prvkem [mg]	podíl z paliva dodaného do vstřikovače [%]	průtok prvkem [mg]	podíl z paliva dodaného do vstřikovače [%]
vstřikové otvory	110,4	78,57	34,8	67,94
elektromagnetický ventil	30,0	21,35	16,3	31,82
svodové propustnosti	0,11	0,08	0,12	0,24
palivo dodané do vstřikovače	140,5	100	51,2	100

Tabulka 16 Porovnání průtoků jednotlivými částmi vstřikovače pro naftu

Z uvedeného je patrné, že největší část z množství přivedeného do vstřikovače je dopravena do válce. Pro bod 5 se jedná o téměř 80% a pro bod 12 necelých 70%. Budeme-li uvažovat účinnost vstřikovače jako poměr celkového a do válce vstříknutého množství paliva, tak tato veličina narůstá s rostoucí dávkou paliva. Zbylé množství paliva, spotřebované ve vysokotlakém okruhu, je, až na malé množství uniklé svodovými propustnostmi, odpuštěno z řídicího objemu elektromagnetickým ventilem.

Svodové propustnosti byly zaznamenávány po dobu simulace, tedy 10 ms. K úniku

paliva však dochází po celou dobu pracovního cyklu motoru, tedy po 720° pootočení klikového hřídele. Budeme-li předpokládat zanedbatelný vliv pohybu jehly a řídicího pístu na velikost svodových propustností, proteče netěsnostmi ve vstřikovači přibližně 9,7 krát více paliva při podmínkách odpovídajících pracovnímu bodu 5 a 14,4 krát více paliva při bodu 12.

3.11 Zhodnocení

Pro oba body se, i přes velkou rozdílnost proměnných provozních podmínek, podařilo dosáhnout odchylky množství vstříknutého paliva do 10%, přesněji pro bod 5 záporné odchylky o velikosti přibližně 9% a pro bod 12 kladné odchylky čítající 3%. Průběhy tlaků z experimentu a z výpočtového modelu si jsou dostatečně blízké, lze tedy prohlásit, že model věrně reprezentuje chování reálného palivového systému.

4 Porovnání dějů probíhajících v palivové soustavě při použití paliv

Tato část práce si klade za cíl pomocí vytvořeného výpočtového modelu předpovědět chování vysokotlaké části palivového systému při použití směsných a olejových paliv. Sledováno je zejména celkové množství vstříknutého paliva, realizovatelnost předvstříku a dostříku a doba aktivace vstřikovače.

4.1 Vymezení uvažovaných paliv, sledovaných vlastností a jejich zadání do výpočtového modelu

Jako směsná paliva byly uvažovány směsi motorové nafty s metylesterem řepkového oleje (MEŘO) s podílem 10%, 25% a 30%, označované jako B10 a B25. Simulace byla dále provedena pro neředený methylester řepkového oleje a olejová paliva, konkrétně řepkový a sojový olej.

Jak bylo uvedeno v kapitole 2.4, vyznačují se jednotlivá uvažovaná paliva rozdílnými vlastnostmi. Tyto bylo nyní nutné přiřadit jednotlivým palivům. Jednou z možností zadání závislosti hustoty na tlaku a teplotě je pomocí koeficientů a_0 až a_6 aproximační funkce

$$\rho = a_0 + a_1(T - T_{ref}) + a_2(T - T_{ref})^2 + a_3(T - T_{ref})(p - p_{ref}) + a_4(p - p_{ref}) + a_5(p - p_{ref})^2 + a_6(p - p_{ref})^3, \quad (38)$$

v níž T_{ref} a p_{ref} značí referenční tlak a teplotu, konkrétně 298 K a 0,1 MPa. Modul objemové pružnosti paliva je provázán s průběhem hustoty a je programem GT-Fuel dopočítán. Viskozita je do vlastností paliva zadávána formou tabulky jako její závislost na tlaku a teplotě. Jednotlivé konstanty v (35) a odpovídající hodnoty dynamické viskozity byly určeny ze závislostí hustot a viskozit na tlaku a teplotě, uvedených jako přílohy 1 až 6 metodou nejmenších čtverců.

Zadání směsí methylesteru a motorové nafty je provedeno definováním hmotnostního podílu jednotlivých složek. Uvažovaná směsná paliva, B10, B25 a B30, jsou však definována objemovým podílem, proto bylo nutné tyto podíly přepočítat na hmotnostní s uvažováním rozdílných hustot jednotlivých složek. Jednotlivé hustoty byly uvažovány za atmosferického tlaku a teploty 20°C.

4.2 Porovnání výsledků simulace s odlišnými palivy a vyhodnocení odlišností

Ve výpočtovém modelu byla zadána paliva s výše zmíněnými vlastnostmi. Následně byly provedeny a vyhodnoceny výpočty v obou pracovních bodech motoru pro všechna uvažovaná paliva.

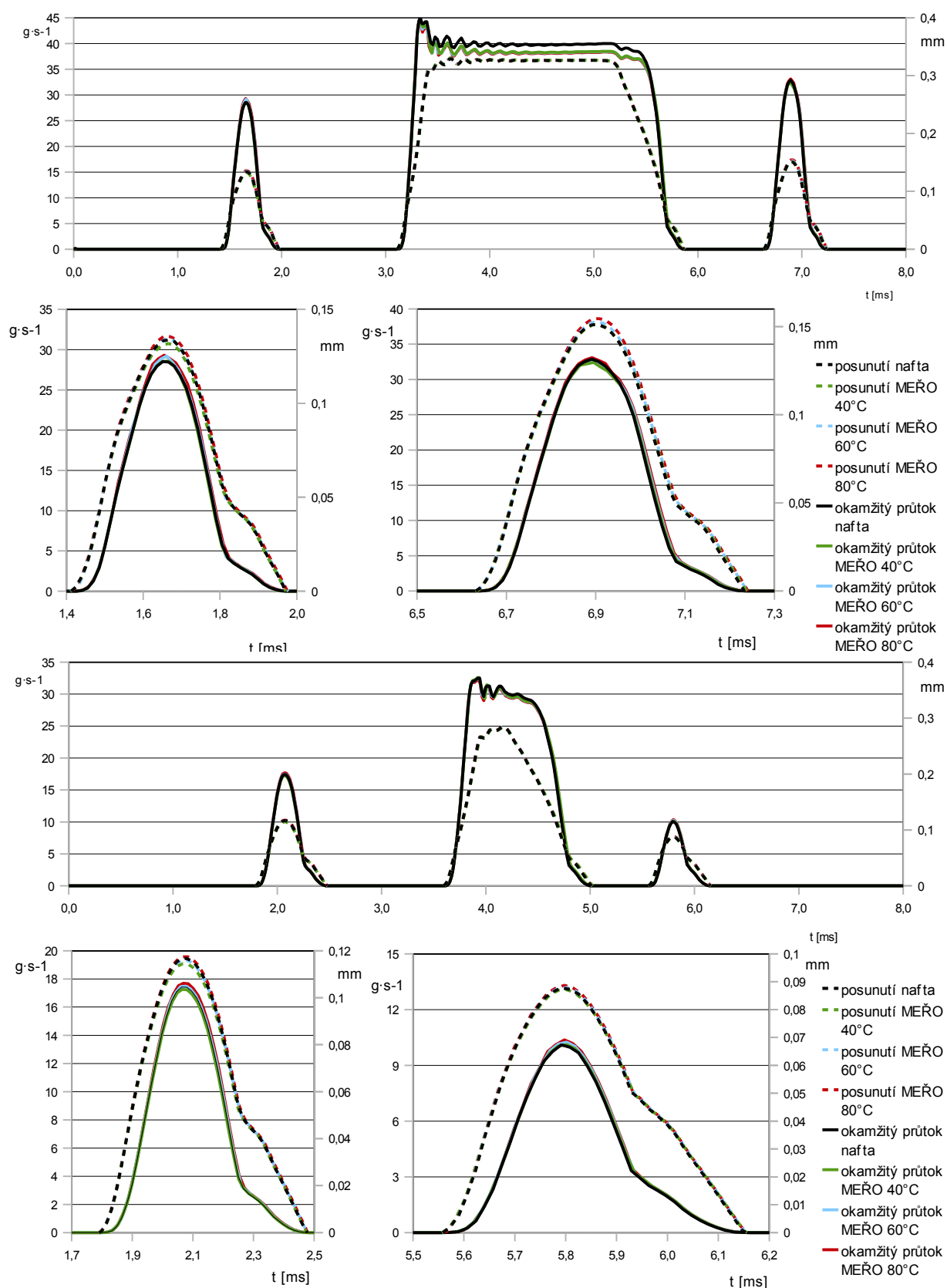
4.2.1 Methylester řepkového oleje

Z důvodu znatelného poklesu viskozity s teplotou byla simulace provedena pro tři různé teploty, 40°C, 60°C a 80°C zohledňující změnu teploty paliva v průběhu chodu motoru.

	motorová nafta [mg]	MEŘO _{40°C} [mg]	odchylka oproti naftě [%]	MEŘO _{60°C} [mg]	odchylka oproti naftě [%]	MEŘO _{80°C} [mg]	odchylka oproti naftě [%]
bod 5							
předvstřík	6,56	6,52	-1	6,65	+1	6,77	+3
hlavní vstřík	95,47	92,73	-3	92,48	-3	92,07	-4
dostřík	8,37	8,40	0	8,51	+2	8,64	+3
dávka celkem	110,40	107,65	-2	107,64	-3	107,49	-3
bod 12							
předvstřík	4,72	4,67	-1	4,75	+1	4,84	+3
hlavní vstřík	27,80	27,95	+1	27,82	0	27,65	-1
dostřík	2,32	2,35	+1	2,37	+2	2,39	+3
dávka celkem	34,84	34,97	0	34,95	0	34,88	0

Tabulka 17 Porovnání celkové dávky paliva za cykl pro naftu a MEŘO

Podíváme-li se blíže na detaily průběhů posunutí jehly a průtoky paliva pro jednotlivé vstříky, uvedené na obrázku 58, zjistíme, že se při předvstříku mění velikost maximálního otevření jehly. Pro teplotu 40°C methylesteru vykazuje nižší, pro 60°C srovnatelné a pro 80°C dokonce větší otevření v porovnání se vstřikováním nafty. Při předvstřících a dostřících dochází pouze k částečnému otevření jehly, přičemž průtok je stále ovlivňován polohou jehly. Změnou maximálního otevření jehly lze vysvětlit nárůst vstříknutého methylesteru při předvstříku za vyšších teplot.



Obrázek 58 Porovnání zdvihů jehly a okamžitých průtoků s naftou při použití methylesteru s detaily pro předvstřík a dostřík pro body 5 (nahore) a 12 (dole)

Při dostříku je situace obdobná, pouze se maximum zdvihu jehly posouvá k nižším

teplotám. Výsledkem je, že k nárůstu množství vstříknutého paliva při dostřiku dochází při nižších teplotách. Při hlavním vstřiku je zdvih jehly prakticky totožný se zdvihem na naftu, pouze zavírání jehly je při nižších teplotách methylesteru o něco pomalejší. Větší vliv na dávku paliva má průtok při plném otevření jehly. S rostoucí teplotou byl zaznamenán při plném otevření jehly snižující se průtok methylesteru.

Pokles dávky paliva při hlavním vstřiku v bodě 5 je pro všechny teploty natolik výrazný, že i přes nárůsty dávky při předvstřiku a dostřiku dochází k poklesu celkové dávky paliva. Pro bod 12 dochází k malému nárůstu průtoku v úvodní části hlavního vstřiku za teploty methylesteru 40°C, který působí nárůst dávky při hlavním vstřiku. I zde je patrný trend poklesu dávky paliva s rostoucí teplotou, takže při 80°C je vstříknuto o 1% methylesteru méně oproti naftě. Ve výsledku však, díky opačným změnám vstříknutého množství při předvstřiku a dostřiku celková změna dávky methylesteru, nepřesahuje jedno procento.

Dále byly pro 40°C, jako nejpravděpodobnější teplotu methylesteru, zjištěny průtoky jednotlivými výstupními prvky vstřikovače.

	bod 5		bod 12	
	průtok prvkem [mg]	podíl z paliva dodaného do vstřikovače [%]	průtok prvkem [mg]	podíl z paliva dodaného do vstřikovače [%]
výstřikové otvory	107,7	77,81	35,0	67,63
elektromagnetický ventil	30,6	22,15	16,7	32,25
svodové propustnosti	5,83E-02	0,04	6,52E-02	0,13
palivo dodané do vstřikovače	138,3	100	51,7	100

Tabulka 18 Porovnání průtoků jednotlivými částmi vstřikovače pro MEŘO

V porovnání s naftou došlo k malému zvýšení podílu množství paliva odpouštěného elektromagnetickým ventilem, nepřesahujícím jedno procento z odebraného množství paliva.

4.2.2 Směsi nafty a methylesteru

S přihlédnutím ke zjištěné nevýrazné závislosti vstřikovacího procesu MEŘO na teplotě paliva, ještě umocněné jeho menšinovým podílem ve směsi s naftou, byla provedena simulace pouze teplotu 40°C. Uvažováno bylo použití tří palivových směsí. Jsou jimi směsi obsahující podíl methylesteru o velikostech deset, dvacet pět a třicet procent, označované jako B10, B25 a B30.

	motorová nafta [mg]	B10 [mg]	odchylka [%]	B25 [mg]	odchylka [%]	B30 [mg]	odchylka [%]
bod 5							
předvstřík	6,56	6,54	0	6,52	-1	6,52	-1
hlavní vstřík	95,47	95,33	0	94,87	-1	94,71	-1
dostřik	8,37	8,36	0	8,35	0	8,34	0
dávka celkem	110,40	110,23	0	109,74	-1	109,57	-1
bod 12							
předvstřík	4,72	4,71	0	4,69	-1	4,69	-1
hlavní vstřík	27,80	27,81	0	27,84	0	27,84	0
dostřik	2,32	2,31	0	2,31	0	2,31	0
dávka celkem	34,84	34,84	0	34,84	0	34,84	0

Tabulka 19 Porovnání celkové dávky paliva za cykl nafty a směsných paliv

V souladu s předpoklady nedošlo ke znatelnější změně. V případech vyššího podílu MEŘO je pro bod 5, ve shodě s vývojem dávky paliva pro čistý MEŘO, patrný jen velmi malý pokles hmotnostního množství dodaného paliva.

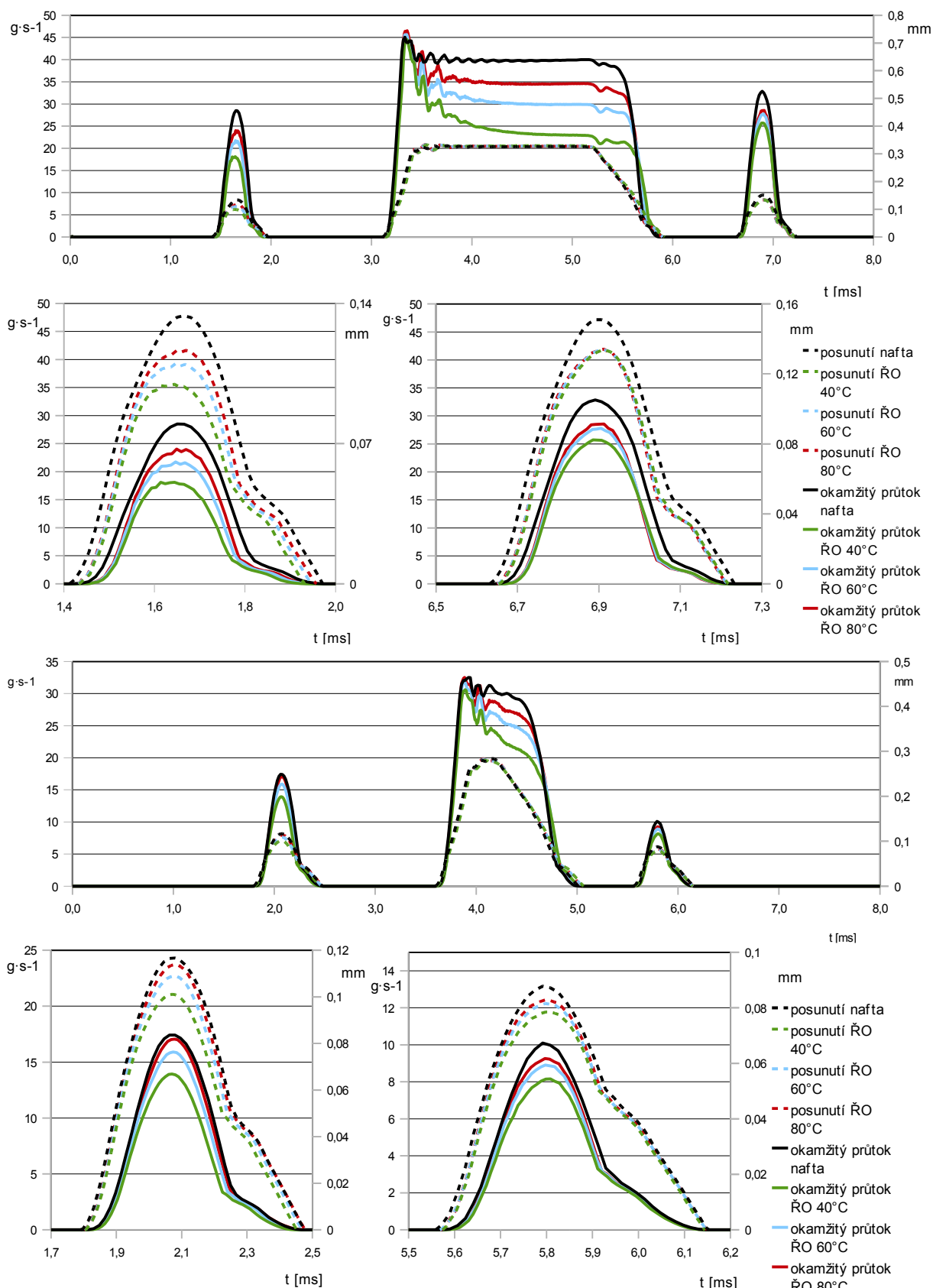
4.2.3 Olejová paliva

Řepkový olej

Z důvodu výrazné teplotní závislosti dynamické viskozity rostlinných olejů byl simulován vstřikovací cyklus pro teploty 40°C, 60°C a 80°C.

	motorová nafta [mg]	ŘO _{40°C} [mg]	odchylka [%]	ŘO _{60°C} [mg]	odchylka [%]	ŘO _{80°C} [mg]	odchylka [%]
bod 5							
předvstřík	6,56	3,8	-42	4,63	-29	5,18	-21
hlavní vstřík	95,47	62,91	-34	76,32	-20	85,29	-11
dostřik	8,37	6,14	-27	6,52	-22	6,66	-20
dávka celkem	110,40	62,91	-34	87,46	-21	97,14	-12
bod 12							
předvstřík	4,72	3,53	-25	4,1	-13	4,47	-5
hlavní vstřík	27,80	23,21	-17	25,39	-9	26,68	-4
dostřik	2,32	1,88	-19	2,05	-12	2,13	-8
dávka celkem	34,84	28,62	-18	31,54	-9	33,27	-5

Tabulka 20 Porovnání celkové dávky paliva za cykl paliva pro naftu a ŘO



Obrázek 59 Porovnání zdvihů jehly a okamžitých průtoků s naftou při použití řepkového oleje s detaily pro předvstřík a dostřík pro body 5 (nahore) a 12 (dole)

V případě použití řepkového oleje lze pozorovat výraznější změny v pohybu jehly.

Při předvstřiku a dostřiku je patrné pozdější otevírání a dřívější návrat jehly do sedla, přičemž odchylky od průběhu při provozu na naftu rostou s klesající teplotou oleje. Uvedené změny v otevírání jehly jsou patrnější při bodu 5 vyznačujícím se vyšším ustáleným tlakem a jsou pravděpodobně způsobeny větším tlakovým spádem na výtokové clone. Tato změna způsobí, že po aktivaci elektromagnetického ventilu dojde k pozdější změně směru výslednice působící na posuvnou skupinu a že její velikost je, díky většímu tlaku v řídicím prostoru, nižší. Při uzavření ventilu je situace opačná, návrat jehly do sedla začne dříve. Oba tyto vlivy působí snížení maximálního otevření jehly v průběhu předvstřiku a dostřiku, které je rovněž výrazně teplotně závislé.

Díky těmto změnám dochází v součinnosti s teplotně proměnnou viskozitou řepkového oleje tedy k výraznému poklesu dávky paliva. Pro předvstřík sledují změny dávky paliva změny v otevření jehly, jsou tedy výraznější pro bod 5, konkrétně -42% až -21% v teplotním rozsahu 40°C až 80°C, než pro bod 12, vykazující pokles 25% až 5% v témže rozsahu.

Při dostřiku jsou změny v pohybu jehly méně výraznější, zejména v bodě 5 průběh zdvihu jehly téměř nezávisí na teplotě oleje. Důsledkem je menší závislost absolutní změny vstříknutého množství paliva na teplotě. Poklesy dávky při dostřiku se pohybují při dříve uvedeném teplotním rozsahu v hodnotách 19% až 8% pro bod 12 a 27% až 20% pro bod 5.

V případě hlavního vstřiku lze pozorovat pomalejší otevírání jehly a její pomalejší zavírání, které přičítám stejnému vlivu jako v případě předvstřiku a dostřiku. Úsek hlavního vstřiku lze rozdělit na dva úseky. Prvním jsou přechodové jevy po otevření jehly a druhým je ustálený výtok paliva tryskou. První část, kdy není průtok řepkového oleje výrazně snížen, postupně přechází v druhou, ustálenou část, kdy je rozdíl v průtocích výraznější. Při porovnání obou vlivů je z grafů jasně patrné, že vliv změněného průtoku v druhé části hlavního vstřiku bude převládat. Průtok v první části vstřiku není, v porovnání s druhou částí vstřiku tolik teplotně závislý. V ustálené části vstřiku při bodu 5 je při teplotě 80°C průtok 1,5 krát vyšší, než za teploty 40°C. Výsledkem je snížení množství vstříknutého paliva o 34% a 11% pro bod 5 a nižší poklesy o 17% a 4% pro bod 12 v teplotním rozsahu 40°C až 80°C.

Dále je zapotřebí zohlednit vliv pomalejšího otevírání jehly. Z výsledků simulace vyplývá, že dojde ke zpoždění počátku hlavního vstřiku přibližně o 0,3° pootočení klikového hřídele.

Výše uvedené změny ústí při použití řepkového oleje v poklesy v celkové dávce paliva vstříknutého paliva pro všechny uvažované provozní režimy a teploty. Pro vstupní proudový impuls, odpovídající provozu v bodě 5, byl zjištěn, pro teplotu řepkového oleje

40°C, pokles hmotnosti vstříknutého paliva za celý vstříkovací cyklus 34% oproti vstříkovaní nafty, pro 60°C 21% a 12% pro teplotu 40°C.

Podíváme-li se na poměry v množství paliva odcházejícího ze vstříkovače, zjistíme rovněž výraznou teplotní závislost. Jak bylo popsáno výše, dávka paliva vstříknutá do válce se s klesající teplotou výrazně snižuje, ale snížení množství paliva odpuštěného elektromagnetickým ventilem se de facto nemění. Poměr množství paliva vstříknutého do válce a odpuštěného ventilem do přepadu se tedy znatelně zhoršuje, jak ukazuje tabulka 21.

40°C	bod 5		bod 12	
	průtok prvkem [mg]	podíl z paliva dodaného do vstříkovače [%]	průtok prvkem [mg]	podíl z paliva dodaného do vstříkovače [%]
výstřikové otvory	62,9	66,7	28,6	62,92
elektromagnetický ventil	31,4	33,29	16,9	37,05
svodové propustnosti	1,05E-02	0,01	1,03E-02	0,02
palivo dodané do vstříkovače	94,3	100	45,5	100

80°C	bod 5		bod 12	
	průtok prvkem [mg]	podíl z paliva dodaného do vstříkovače [%]	průtok prvkem [mg]	podíl z paliva dodaného do vstříkovače [%]
výstřikové otvory	97,1	75,6	33,3	66,26
elektromagnetický ventil	31,3	30,17	16,9	33,67
svodové propustnosti	3,10E-02	0,02	3,17E-02	0,06
palivo dodané do vstříkovače	128,5	105,79	50,2	100

Tabulka 21 Porovnání průtoků jednotlivými částmi vstříkovače pro ŘO

Sojový olej

	motorová nafta [mg]	SO _{40°C} [mg]	odchylka [%]	SO _{60°C} [mg]	odchylka [%]	SO _{80°C} [mg]	odchylka [%]
bod 5							
předvstřík	6,56	4,21	-36	4,88	-26	5,18	-21
hlavní vstřík	95,47	71,66	-25	82,70	-13	89,53	-6
dostřík	8,37	6,27	-25	6,61	-21	6,54	-22
dávka celkem	110,40	82,14	-26	94,19	-15	101,25	-8
bod 12							
předvstřík	4,72	3,8	-19	4,25	-10	4,44	-6
hlavní vstřík	27,80	24,97	-10	26,60	-4	27,44	-1
dostřík	2,32	1,95	-16	2,09	-10	2,10	-9
dávka celkem	34,84	30,73	-12	32,94	-5	33,98	-2

Tabulka 22 Porovnání celkové dávky paliva za cykl paliva pro naftu a SO

Pohyb celé posuvné skupiny, a tím i otevření jehly, jsou velmi podobné jako u řepkového oleje. Jediný rozdíl je v množství vstříknutého paliva. Vzhledem k tomu, že se sojový olej, oproti řepkovému, vyznačuje o něco nižší viskozitou byl pro všechny hlavní vstříky vždy, a pro ostatní vstříky většinou, zaznamenán o něco mírnější pokles množství vstříknutého paliva. Celkové množství vstříknutého sojového oleje je tedy vždy o něco vyšší, než při použití oleje řepkového.

V souvislosti s nižším hmotnostním průtokem v průběhu vstříku, dochází k vytékání rostlinných olejů nižšími rychlostmi, což je podpořeno i jejich vyšší hustotou. Následkem toho lze očekávat, v součinnosti s vyšší viskozitou, působící horší atomizaci paliva a tím i spalování, pokles kvality spalování a zvýšení emisí, zejména oxidu uhelnatého a pevných částic.

Na základě výsledků simulace usuzují, že při provozu palivové soustavy na methylester řepkového oleje a jeho směsi s naftou, není zapotřebí provádět úpravy vstříkovače za účelem zachování hmotnostního množství dávky paliva shodného s provozem na motorovou naftu. Bez úprav lze očekávat snížení dávky paliva do tří procent oproti motorové naftě, přičemž této hranici se pokles dávky paliva blíží v režimech s velkou dávkou paliva a dávka není výrazně závislá na teplotě paliva.

Pro oba rostlinné oleje je patrná výrazná závislost velikosti dávky na teplotě.

Za teploty 40°C byl získán jako výsledek pokles o 12% až 34%, pro teplotu 80°C činí tento pokles 5-12%. Ze simulace dále vyplývá možnost využití předvstříku a dostříku. Za teploty 40°C je však nutné počítat s poklesem dávky při předvstříku v rozsahu přibližně 20% až 40%, při 80°C je tento pokles zhruba 5-20%. Pro dostřík je situace obdobná, pouze maximální hodnoty poklesu jsou nižší.

Budeme-li uvažovat provoz na paliva s teplotou upravenou na 80°C, není nutné provádět úpravy s cílem zachovat celkovou dávku paliva. Pokud bychom chtěli použít rostlinný olej o teplotě nižší, jeví se zásah do palivové soustavy vhodný, nikoliv však nutný. Za nejjednodušší variantu považuji zvýšení množství dodaného paliva v průběhu hlavního vstříku zvýšením délky proudového impulsu přivedeného na elektromagnetický ventil vstřikovače.

Dále při použití methylesteru řepkového oleje, a jeho směsí s naftou, nedochází k zaznamatelnému posunutí počátku hlavního vstříku. Pro rostlinné oleje lze vyčíst zpoždění počátku hlavního vstříku do 0,03 ms, což při uvažovaných otáčkách znamená opoždění nepřekračující 0,3 stupně pootočení klikového hřídele. V tomto se chování palivového systému Common Rail odlišuje od řadového vstřikovacího čerpadla, kdy dochází k počátku vstříku o několik desetin stupně klikového hřídele dříve [19].

4.3 Návrh úprav: důvody a jejich přínosy

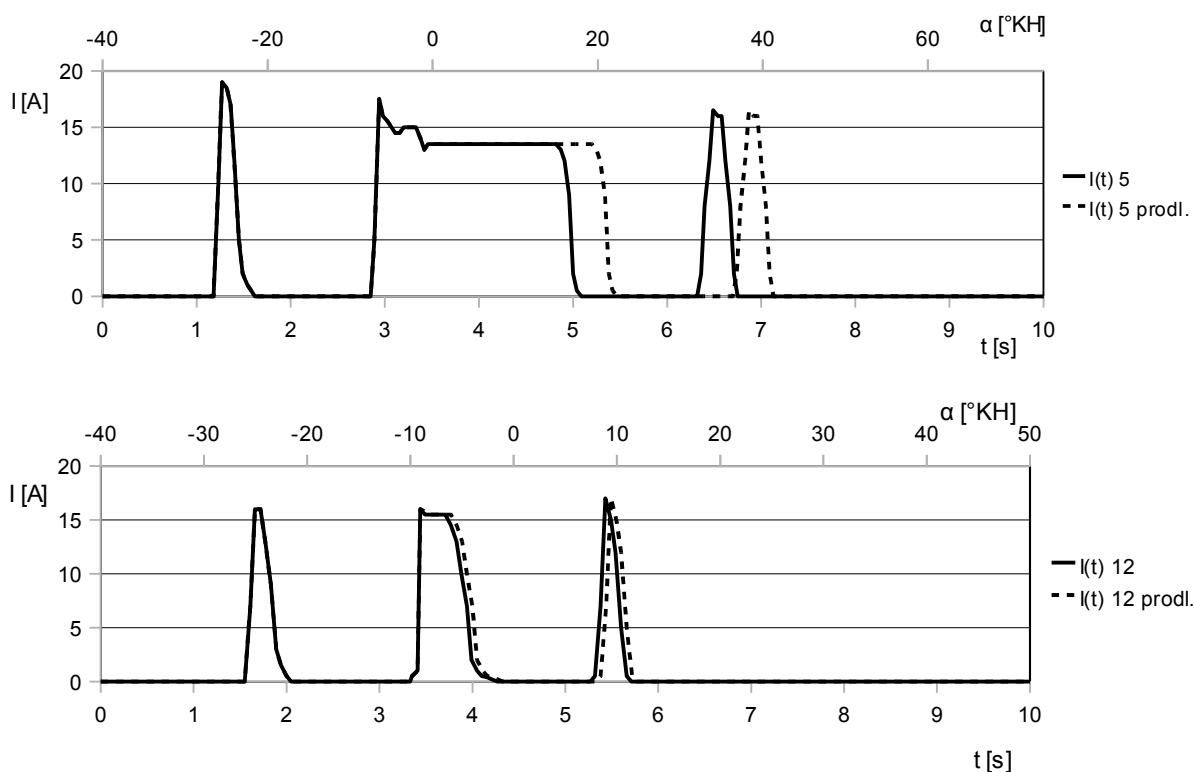
V podstatě lze provést dva možné druhy úprav pro zachování konstantní dávky paliva. Prvním druhem jsou úpravy fyzické, tedy změny součástí vstřikovače. Mezi takové změny lze zahrnout například změnu průměru výstřikových otvorů či změnu průměru Z-dýzy. Druhou možností úprav jsou změny vstupních veličin palivové soustavy, lze sem zahrnout změnu ustáleného tlaku v zásobníku a úpravu délky vstupního elektromagnetického pulsu odpouštěcího ventilu.

Z předchozích výsledků vyplývá pro oba rostlinné oleje, že dávka paliva se s rostoucí teplotou výrazně zvyšuje. To znamená, že navrhované úpravy musejí reagovat na změnu teploty paliva. Z tohoto důvodu se mi zdá velmi obtížné dosáhnout takového chování fyzickými úpravami, zvolil jsem tedy úpravu vstupních veličin jako cestu dosažení konstantní dávky paliva při měnící se teplotě paliva.

Na základě teploty paliva, zjištěné snímačem teploty, umístěným na povrchu přírodního potrubí, by řídicí jednotka korigovala délku druhého proudového impulsu, tedy délku hlavního vstříku. Za účelem ověření této možnosti byla provedena simulace pro oba uvažované pracovní body při teplotě rostlinného oleje 80°C. Nižší teploty paliva nebyly

pro problémy s tím spojené, popsané například v [19], uvažovány.

Vhodným prodloužením délky proudového impulsu lze zmírnit nebo zcela eliminovat pokles dávky paliva. Možnosti korekce dávky rostlinného oleje ilustrují prodloužením vstupního proudového impulsu pro hlavní vstřík při použití řepkového oleje pro bod 5 o 0,38 ms a o 0,06 ms pro bod 12.



Obrázek 60 Porovnání prodloužených proudových pulzů s původními

Je však nutné si uvědomit, že pouhým zachováním hmotnostní dávky paliva nelze zaručit nezměněnou práci získanou při pracovním oběhu. Mezi činitele, kteří mohou v závislosti na použitém palivu změnit velikost práce získané z oběhu patří zejména: výhřevnost paliva, která přímo ovlivňuje množství uvolněného tepla, průběh hoření, který ovlivňuje průběh tlaku ve válci a tím i účinnost oběhu. Dále u turbodmychadlem přeplňovaných motorů v souvislosti s předchozím může dojít k odchylce teploty výfukových plynů, snížení rychlosti proudění turbínou, snížení plnicího tlaku a tím i záporné korekci dávky paliva řídicí jednotkou, která by následně vedla k dalšímu snížení teploty výfukových plynů.

	motorová nafta [mg]	ŘO [mg]	odchylka [%]
bod 5			
předvstřík	6,56	5,18	-21
hlavní vstřík	95,47	98,57	+3
dostřík	8,37	6,52	-22
dávka celkem	110,40	110,27	0
bod 12			
předvstřík	4,72	4,46	-6
hlavní vstřík	27,80	28,63	+3
dostřík	2,32	2,12	-9
dávka celkem	34,84	35,21	+1

Tabulka 23 Vliv prodloužení proudového impulsu na hmotnostní dávku řepkového oleje

5 Závěr

V průběhu práce byl úspěšně vytvořen výpočtový model simulující chování palivové soustavy Bosch Common Rail se vstřikovači druhé generace, nacházející se na motoru instalovaném v Laboratoři pístových spalovacích motorů. Pro verifikaci modelu s experimentem byly použity dva výrazně odlišné provozní režimy motoru. Konkrétně 100% zatížení při otáčkách 1900 min^{-1} a 25% zatížení při 1500 min^{-1} . Model byl tak ověřen porovnáním s experimentálně zjištěnými daty z provozu motoru na motorovou naftu se závěrem přijatelných odchylek chování od reálného palivového systému.

Následně byly úspěšně provedeny simulace provozu za použití paliv z obnovitelných zdrojů a směsí vybraných paliv s naftou. Výsledky simulací ukazují, že pro všechna uvažovaná paliva, tedy methylester řepkového oleje, jeho směsi s naftou vybraných koncentrací, řepkový olej a sojový olej, je daná palivová soustava použitelná bez nutnosti výrazných úprav. Dále bylo zjištěno, že pro všechna uvažovaná paliva je možné provedení předvstřiku a dostřiku. Rovněž bylo zjištěno, že při použití olejových paliv je nutné počítat se zpožděním počátku hlavního vstřiku, oproti vstřiku nafty, o několik málo desetin stupně pootočení klikového hřídele.

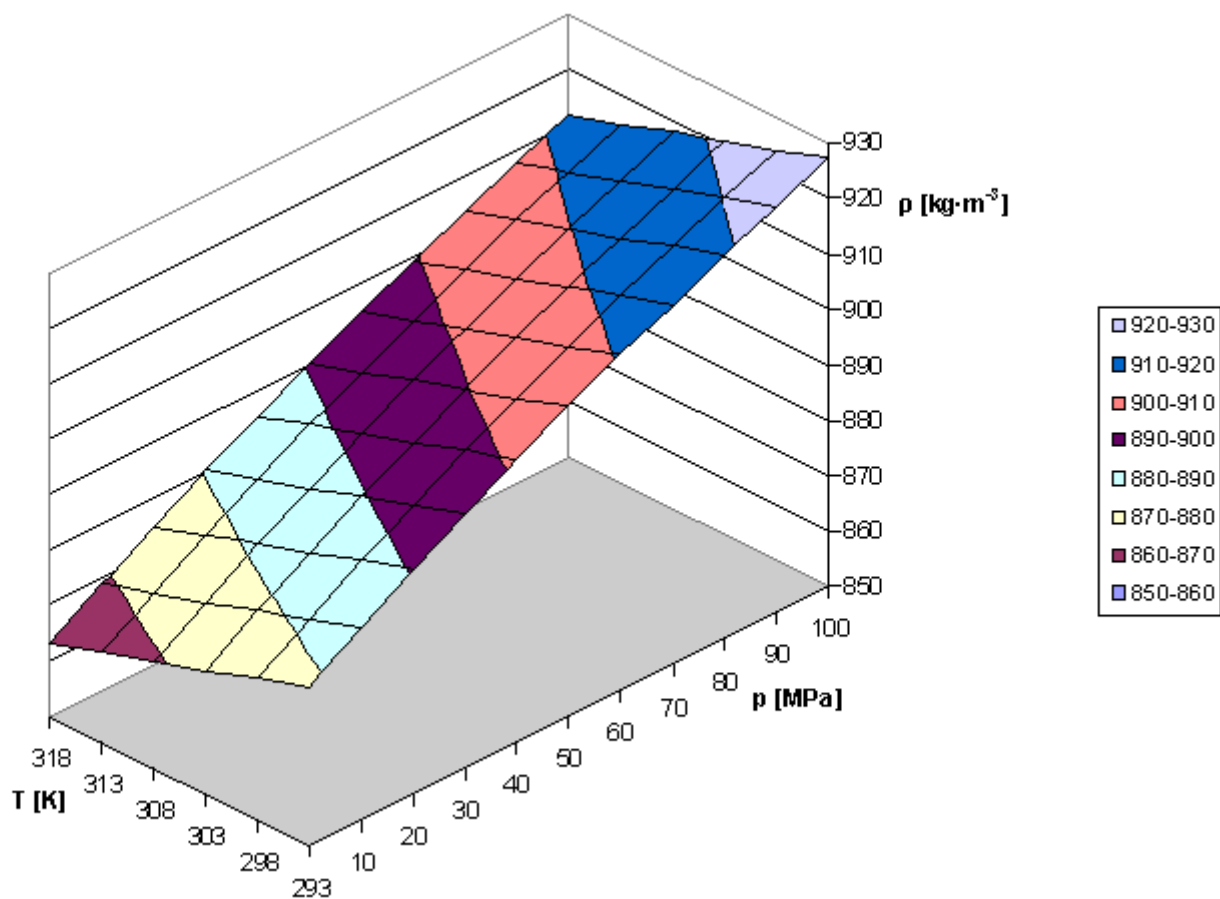
Při použití methylesteru lze očekávat pokles celkové dávky paliva do 3%, přičemž této hranici budou blíže režimy s maximálním zatížením, pro režimy s krátkým vstřikem lze předpokládat citelně nižší až zanedbatelný pokles.

Použijeme-li jako palivo surový řepkový olej, je zapotřebí počítat při teplotě oleje 40°C s poklesem dávky přibližně 34% při režimech maximálního zatížení a kolem 18% při částečných zatíženích. Úpravou teploty paliva na 80°C dojde ke zmenšení tohoto poklesu přibližně k 12%, respektive k 5%. Při provozu na sojový olej lze očekávat rovněž pokles dávky paliva, avšak ne již tak výrazný. Avšak kvůli problematickosti provozu při nízkých teplotách paliva je nutné udržovat dostatečně vysokou teplotu paliva, kdy i při uvažování teplotního rozsahu $60^\circ\text{C} - 80^\circ\text{C}$ lze však vyčíst zanedbatelnou závislost hmotnosti vstříknutého paliva na teplotě. Fyzická úprava vstřikovače, odstraňující tuto závislost, se jeví jako příliš komplikovaná. Výrazně snazší se však jeví úprava délky proudového impulsu elektromagnetického ventilu vstřikovače, a tím i prodloužení vstřiku. Může být provedena jako konstantní pro vhodnou, a s dostatečnou přesností udržovanou, teplotu oleje, nebo jako teplotně závislou dle snímačem zjištěné a řídicí jednotkou motoru vyhodnocené teploty oleje.

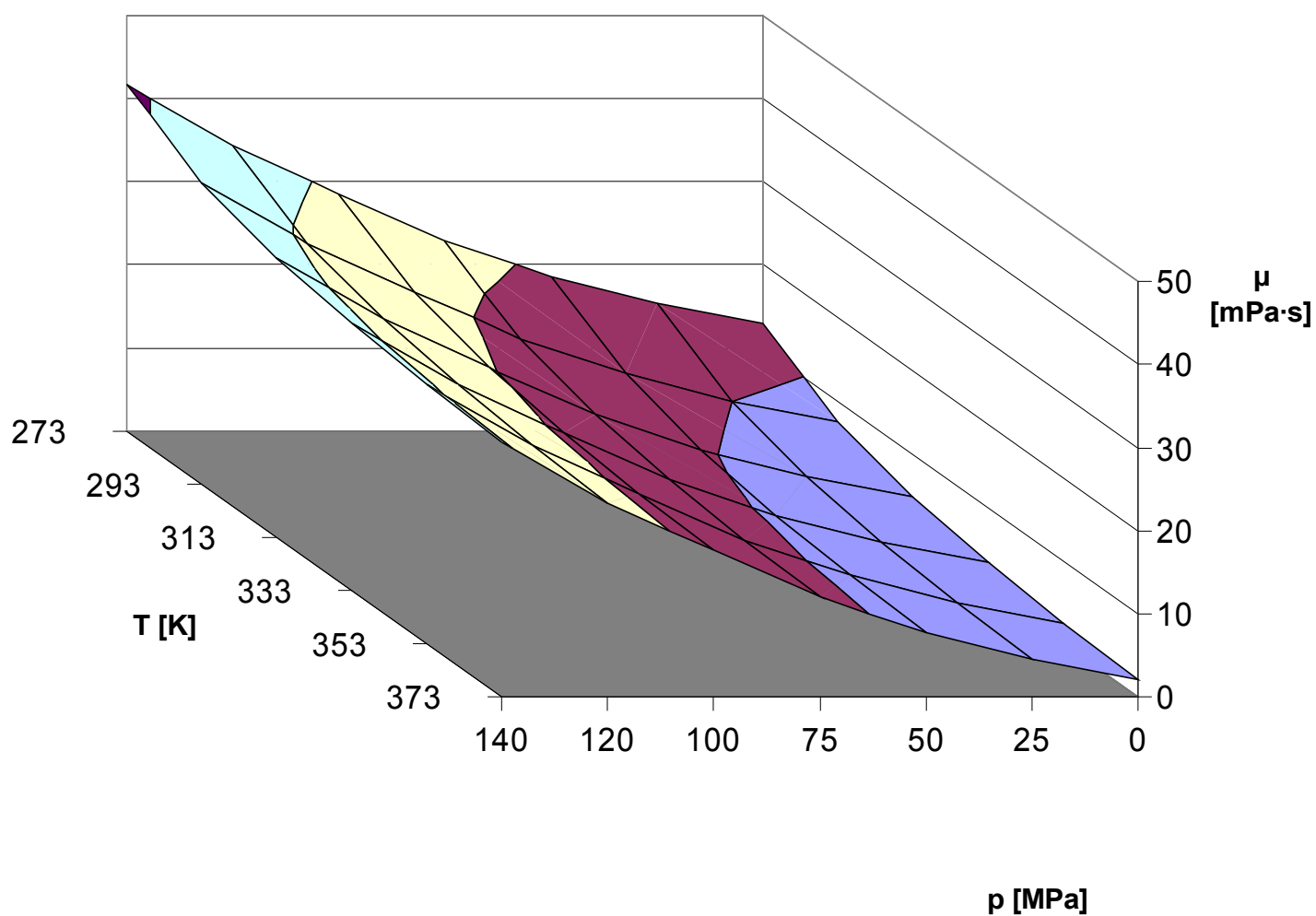
6 Seznam použité literatury

- [1] Tat, M. E., Van Gerpen, J. H.: Measurement of Biodiesel Speed of Sound and Its Impact on Injection Timing, Iowa State University, 2003
- [2] McCormick, R. L., Tennant Ch. J., Hayes, R. R., Black S., Ireland, J., McDaniel, T., Williams, A., Frailey, M., Sharp, Ch. S.: Regulated Emissions from Biodiesel Tested in Heavy-Duty Engines Meeting 2004 Emission Standards, SAE, 2005
- [3] McCormick, R. L., Williams, A., Ireland, J., Brimhall, M., Hayes, R. R.: Effects of Biodiesel Blends on Vehicle Emissions, National Renewable Energy Laboratory, 2006
- [4] Landhäußer, F., Hanák, S.: Systém vstřikování s tlakovým zásobníkem Common Rail pro vznětové motory, Robert Bosch GmbH, 2005
- [5] Scholz, C.: Moderní systémy vstřikování paliva vhodné pro vznětové motory, 34. Mezinárodní konference kateder dopravních, manipulačních, stavebních a zemědělských strojů 2008, 2008
- [6] Scholz, C.: Dynamická měření systému Common Rail, pro projekt FI-IM5/112 CR, TUL, 2010
- [7] Kolektiv autorů: Diesel-Engine Management, 4th edition, Robert Bosch GmbH, 2005
- [8] Cerha, J.: Hydraulické a pneumatické mechanismy I., TUL, 2010
- [9] Seykens, X.L.J., Somers, L.M.T., Baert R.S.G.: Detailed Modeling of Common Rail Fuel Injection Process, MECCA, III, 30-39, 2005
- [10] Bhide, S., Morris, D., Leroux, J. Wain, K. S., Perez, J. M., Boehman, A. L.: Characterization of the Viscosity of Blends of Dimethyl Ether with Various Fuels and Additives, Am Chem Soc Energy Fuels 17 (5), pp. 1126–1132, 2003
- [11] Dzida, M., Prusakiewicz, P.: The effect of temperature and pressure on the physicochemical properties of petroleum diesel oil and biodiesel fuel, Fuel 87, 1941–1948, 2008
- [12] Paton, J.M., Schaschke, C.J.: Viscosity measurement of biodiesel at high pressure with a falling sinker viscometer, Chemical engineering research and design 87, 1520-1526, 2009
- [13] Tat, M. E., Van Gerpen J. H.: The Kinematic Viscosity of Biodieseland Its Blends with Diesel Fuel, Paper no. J9166 in JAOCS 76, 1999
- [14] Coupland, J. N., McClements D. J.: Physical Properties of Liquid Edible Oils, Journal of the Americal Oil Chemists Society, 74 1559–1564, 1997
- [15] Schaschke, C. J., Allio, S., Holmberg, E.: Viscosity Measurement of Vegetable Oil at

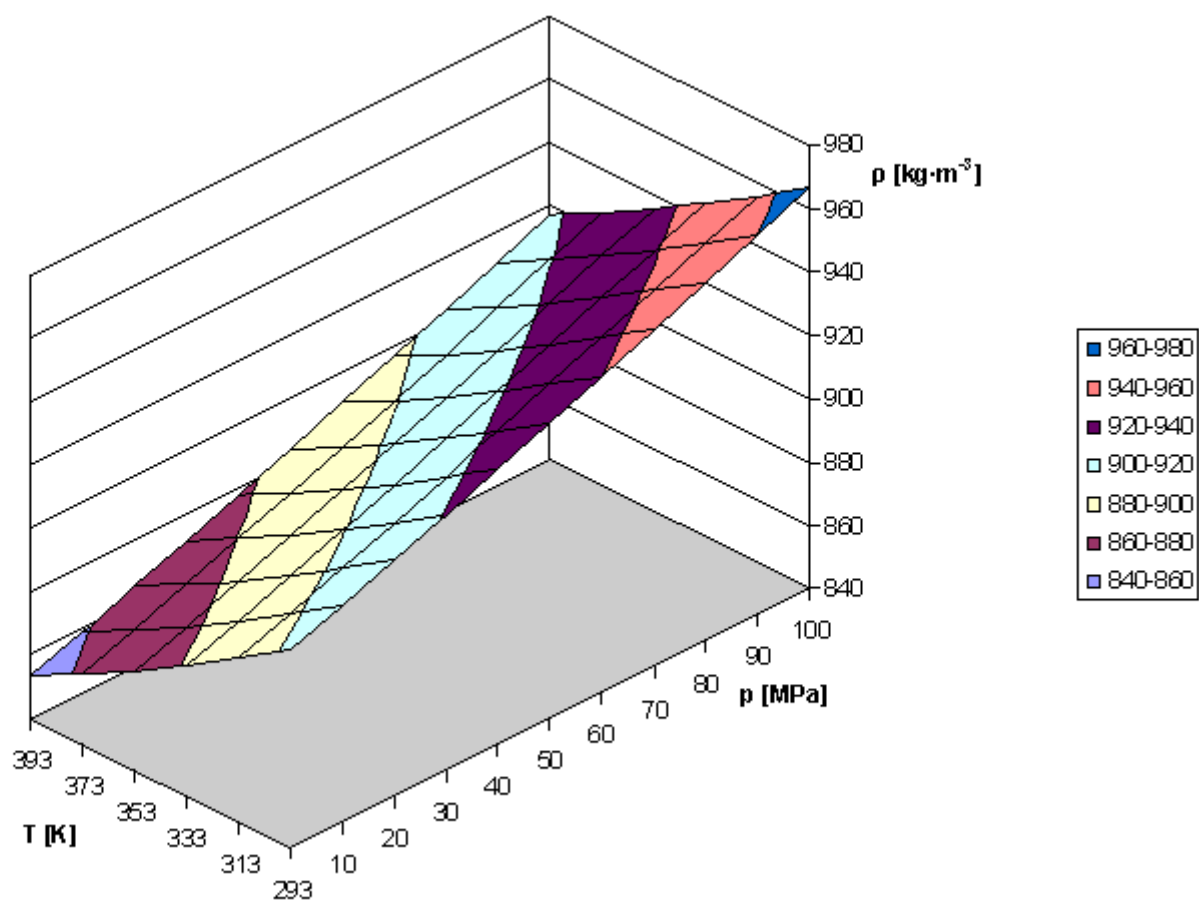
- [16] Nožička, J.: Mechanika tekutin, ČVUT, 2004
- [17] Pešík, L.: Části strojů, stručný přehled, 1.díl, TUL, 2005
- [18] Starý, P.: Stanice na zkoušení palivových systémů Common Rail, TUL, 2009
- [19] Vojtíšek-Lom, M.: Experimental investigation of the behavior of non-esterified rapeseed oil in a high-pressure diesel engine fuel injection system, TUL, 2010



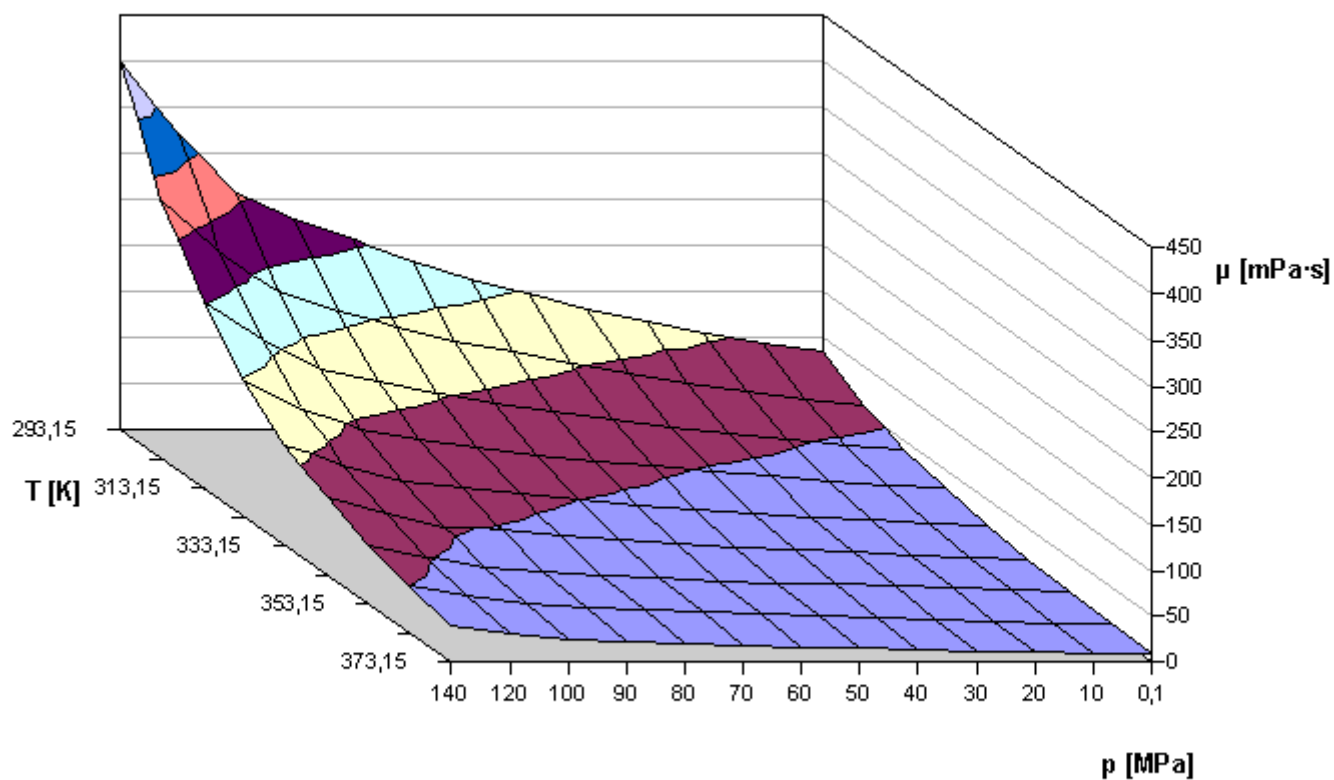
Příloha 1 Použitá závislost hustoty MEŘO na tlaku a teplotě



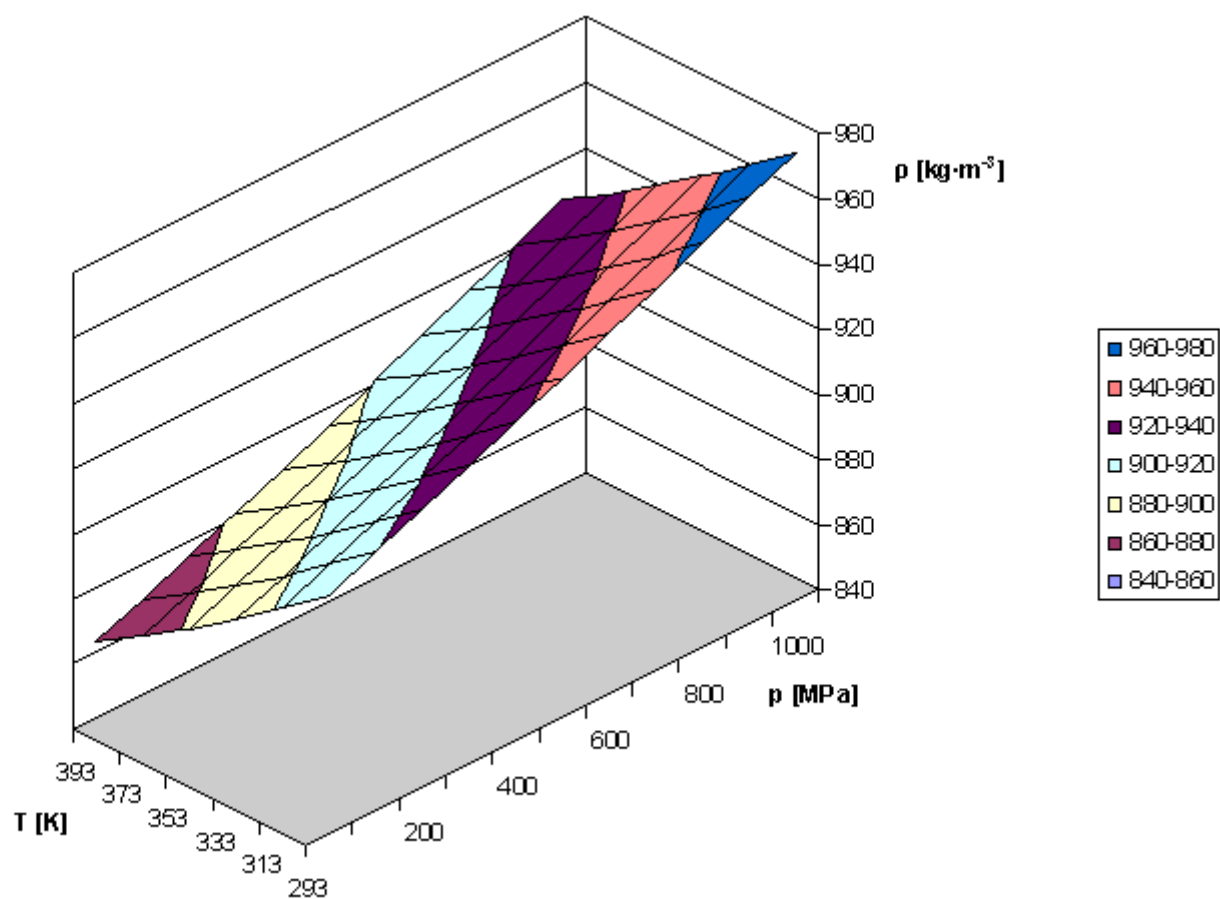
Příloha 2 Použitá závislost dynamické viskozity MEŘO na tlaku a teplotě



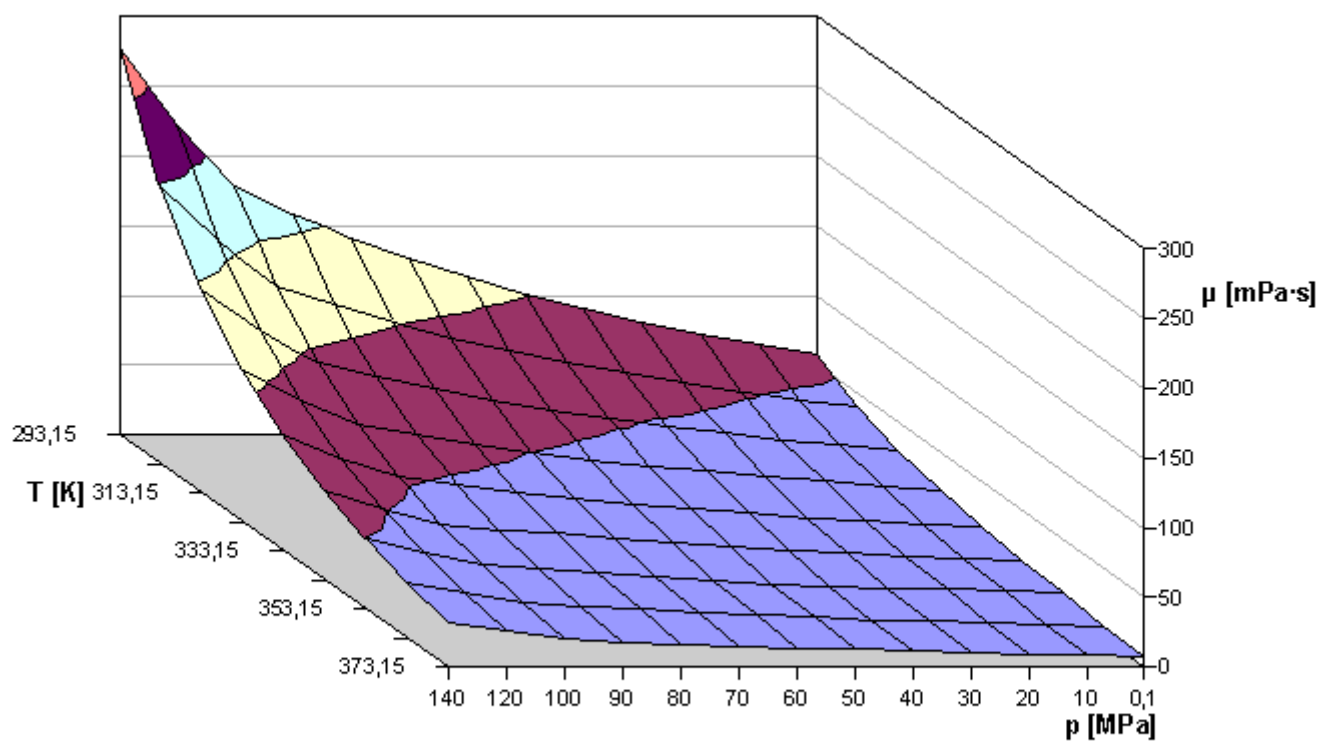
***Příloha 3** Aproximovaná hustota řepkového oleje v závislosti na tlaku a teplotě*



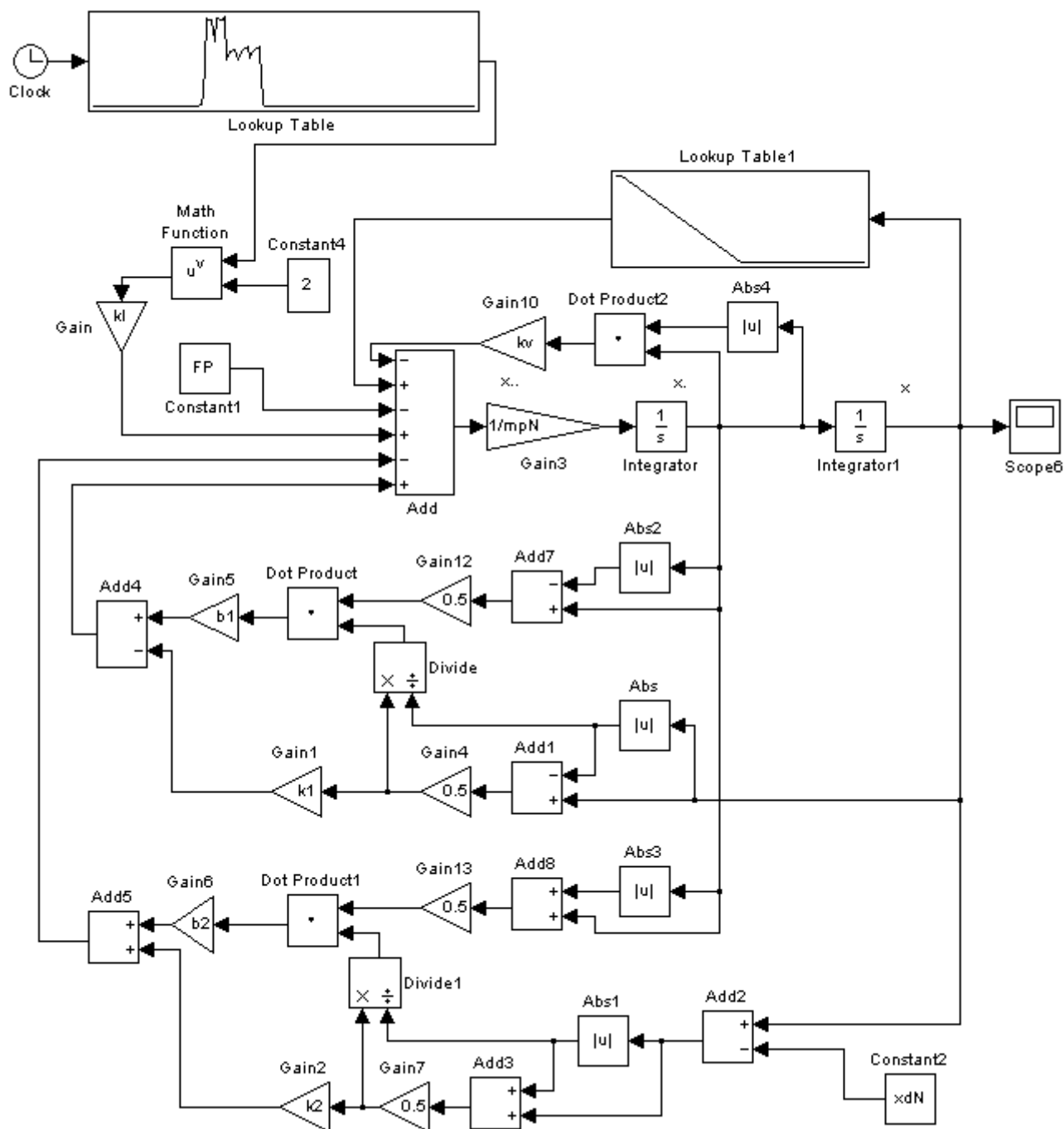
***Příloha 4** Uvažovaná viskozita řepkového oleje*



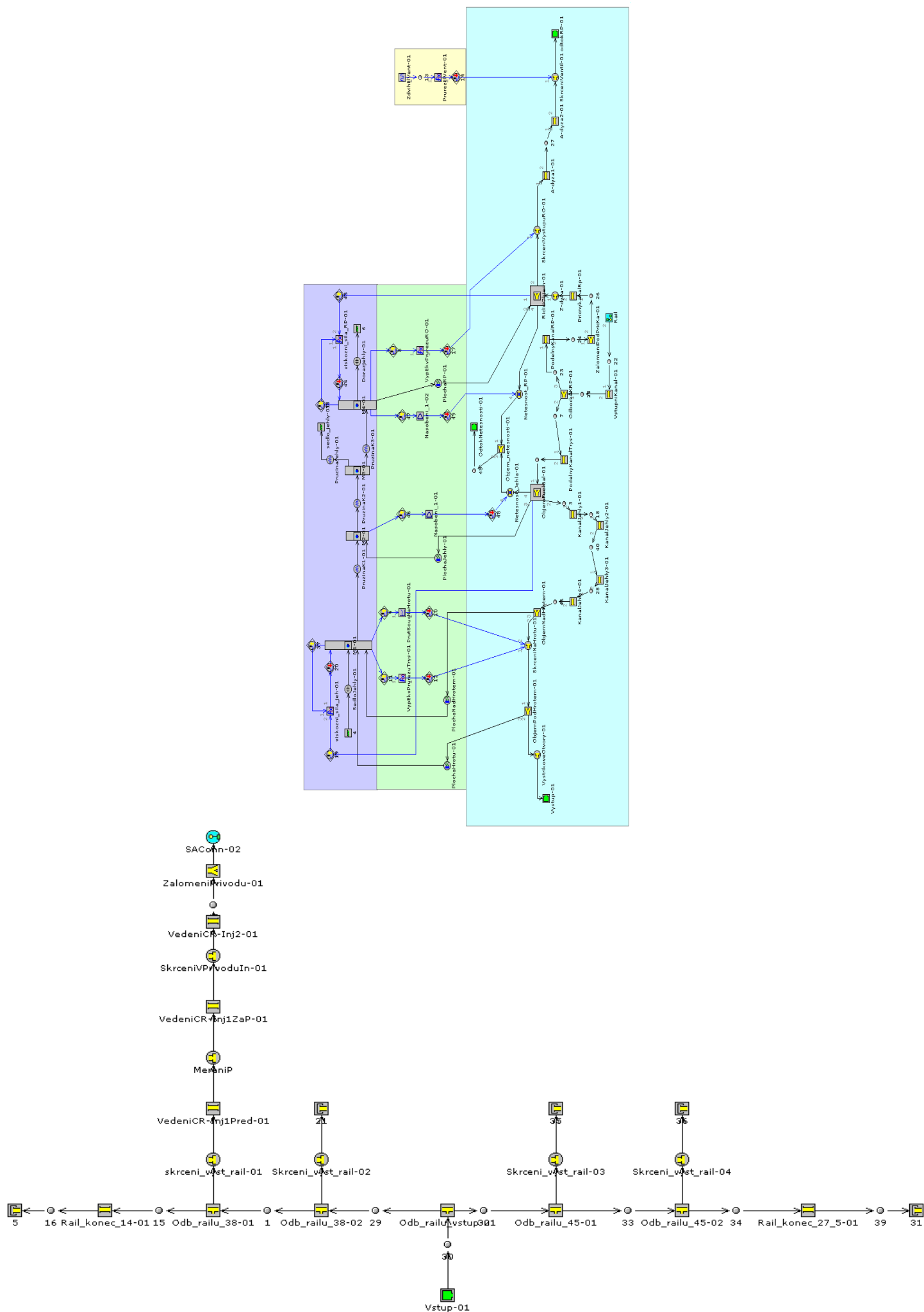
***Příloha 5** Aproximovaná hustota sojového oleje v závislosti na tlaku a teplotě*



***Příloha 6** Uvažovaná viskozita sojového oleje*



Příloha 7 Úplné schéma zjednodušeného elektromagnetického ventilu



Příloha 8 Schéma výpočtového modelu

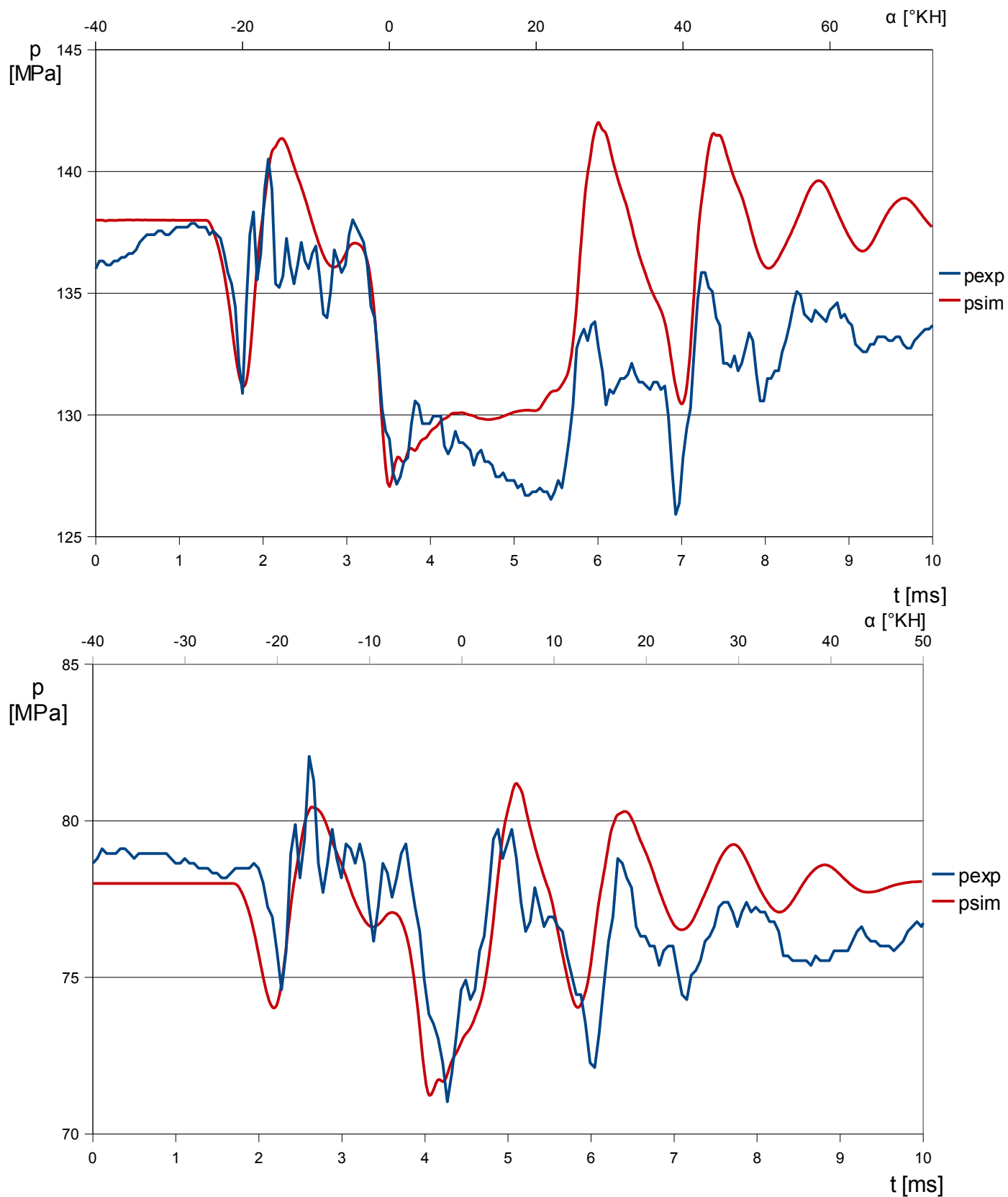
název	význam	hodnota	jednotky
AXIALNIVULERP	axiální vůle řídicího pístu ve stavu s nulovým tlakem	0,25	mm
DELKAADYZA1	délka první (kuželové) části výtokové clonky	1,5	mm
DELKAADYZA2	délka druhé (válcové) části výtokové clonky	2	mm
DELKAKANJEH1	délka první části kanálu kolem jehly	3,6	mm
DELKAKANJEH2	délka druhé části kanálu kolem jehly	7,5	mm
DELKAKANJEH3	délka třetí části kanálu kolem jehly	2,1	mm
DELKAKANJEH4	délka čtvrté části kanálu kolem jehly	11,2	mm
DELKAPODKANRP	délka podélného kanálu na straně k řídicímu pístu	51	mm
DELKAPODKANTRYSKA	délka podélného kanálu na straně k trysce	34	mm
DELKAPRICKAN	délka příčného (vstupního) kanálu vstřikovače	5	mm
DELKAVEDENICR-INJ1PREDP	délka vedení od zásobníku po snímač tlaku	240	mm
DELKAVEDENICR-INJ1ZAP	délka vedení paliva za kontrolním místem tlaku	60	mm
DELKAVEDENICR-INJ2	délka kanálu v přívodním tělese vstřikovače	80	mm
DELKAVEDENIJEHLÝ	délka vedení jehly	0,01	m
DELKAVEDENIRP	délka vedení řídicího pístu	0,014	m
DELKAVSTUPNIHOKANALU	délka příčného kanálu ve vstřikovači	10	mm
DELKAVYSTRIKOVYCHOTVORU	délka výstřikových otvorů	1	mm
DX	diskretizační délka vedení ke vstřikovači a částí tlakového zásobníku	10	mm
DX_KRATKA	diskretizační délka kanálů ve vstřikovači	2	mm
DX_NEJKRATSI	diskretizační délka A-dýzy	0,3	mm
HMOTNOSTM1	redukováná hmotnost první části posuvné skupiny	0,86	g
HMOTNOSTM2	redukováná hmotnost druhé části posuvné skupiny	1,96	g
HMOTNOSTM3	redukováná hmotnost třetí části posuvné skupiny	4,66	g
HMOTNOSTM3	redukováná hmotnost čtvrté části posuvné skupiny	3,7	g
MALY_PRUMER_JEHLÝ	průměr jehly v místě horního okraje výstřikových otvorů	1,5	mm
OBJEMFSPLITPRIVAPODKAN	objem napojení podélného a vstupního kanálu	16	mm ³
OBJEMFUEL GAL	objem rozváděcího kanálu jehly	200	mm ³
OBJEMNADHROTEM	objem nad hrotem jehly	3	mm ³
OBJEMRO	objem řídicího prostoru	15	mm ³
PLOCHAJEHLÝ		4,5	mm ²
PLOCHANADHROTEM	velikost axiálního průmětu kuželu nad hrotem jehly	4,5	mm ²
PLOCHAPODHROTEM	průběh plochy pod hrotem, na kterou působí palivo, v závislosti na zdvihu jehly	PlochaPod Hrotem	-
PLOCHAPODHROTEM1	činná plocha hrotu jehly v uzavřené poloze	0,79	mm ²
PLOCHAPODHROTEM2	činná plocha hrotu jehly v otevřené poloze	3,43	mm ²

název	význam	hodnota	jednotky
PLOCHARP	velikost axiálního průmětu zakončení řídicího pístu	14,5	mm ²
POCETVYSTRIKOVYCHOTVORU	počet výstřikových otvorů trysky	8	-
PREDPETIPRUZINYJEHLY	Předpětí přitlačné pružiny jehly	42	N
PREVODSTUPNUNARAD	převodní konstanta stupňů na radiány	0,01745	rad·° ⁻¹
PRUMERADYZA1	průměr vstupní části kužele výtokové clonky	0,7	mm
PRUMERADYZA2	průměr výstupní části kužele výtokové clonky	0,4	mm
PRUMERADYZA2	průměr válcové části výtokové clonky	0,4	mm
PRUMELVENT	průměr dotykové kružnice kuličky elmag. ventilu	0,51	mm
PRUMER_RAILU	vnitřní průměr tlakového zásobníku paliva	13,5	mm
PRUMER_SKRCENI_VYST_RAILU	průměr výstupního škrťacího kanálu z Railu	0,9	mm
PRUMERSKRCENIPRIVINJ	ekvivalentní průměr tyčového filtru	1	mm
PRUMERVE DENICR-INJ1	vnitřní průměr přívodního vedení ke vstřikovači	3,1	mm
PRUMERVE DENICR-INJ2	průměr kanálu v přívodním tělese vstřikovače	2,3	mm
PRUMERVE DENIJEHLY	průměr vedení jehly	0,004	m
PRUMERVE DENIRP	průměr vedení řídicího pístu	0,0043	m
PRUMERVSTUPNIHOKANALU	průměr příčného kanálu vstřikovače	1,6	mm
PRUMERVYSTRIKOTVORU	průměr výstřikových otvorů	0,13	mm
PRUMERVYSTUPURO	průměr vypouštěcího kanálu řídicího pístu	0,7	mm
PRUMERZDYDY	průměr vtokové škrťací clonky	0,23	mm
PRUMKANJEH1	průměr první části kanálu kolem jehly	2,39	mm
PRUMKANJEH2	průměr druhé části kanálu kolem jehly	1,83	mm
PRUMKANJEH3	průměr třetí části kanálu kolem jehly	3,39	mm
PRUMKANJEH4	průměr čtvrté části kanálu kolem jehly	1,4	mm
PRUMPODKANRP	průměr podélného kanálu na straně řídicího pístu	2,1	mm
PRUMPODKANTRYSKA	průměr podélného kanálu na straně trysky	2,1	mm
PRUMPRICKAN	průměr příčného kanálu	1,8	mm
PRUT_SOUC_EL_VENT	průtokový součinitel elektromagnetického ventilu	0,7	-
PRUT_SOUC_VYSTRIKOTVORU	průtokový součinitel výstřikových otvůrků	1	-
PRUTSOUCSYSTUPURO	průtokový součinitel odtoku z řídicího objemu	0,6	-
PRUTSOUCZDYZY	průtokový součinitel vtokové clonky	0,8	-
SIMDUR	délka simulované doby	0,01	s
SIRESTERBINY	šíře šterbiny ve vedeních jehly a řídicího pístu	2·10 ⁻⁶	m
TABSKRCENINAHROTU	průtokový součinitel jako funkce otevření jehly	Tabulkaskrce ninahrotu2	-
TUHOST_KONTAKTU	kontaktní tuhost mezi jehlou a jejím sedlem	1·10 ⁷	N·mm ⁻¹
TUHOSTK1	tuhost prvního oddílu posuvné skupiny	55 556	N·mm ⁻¹

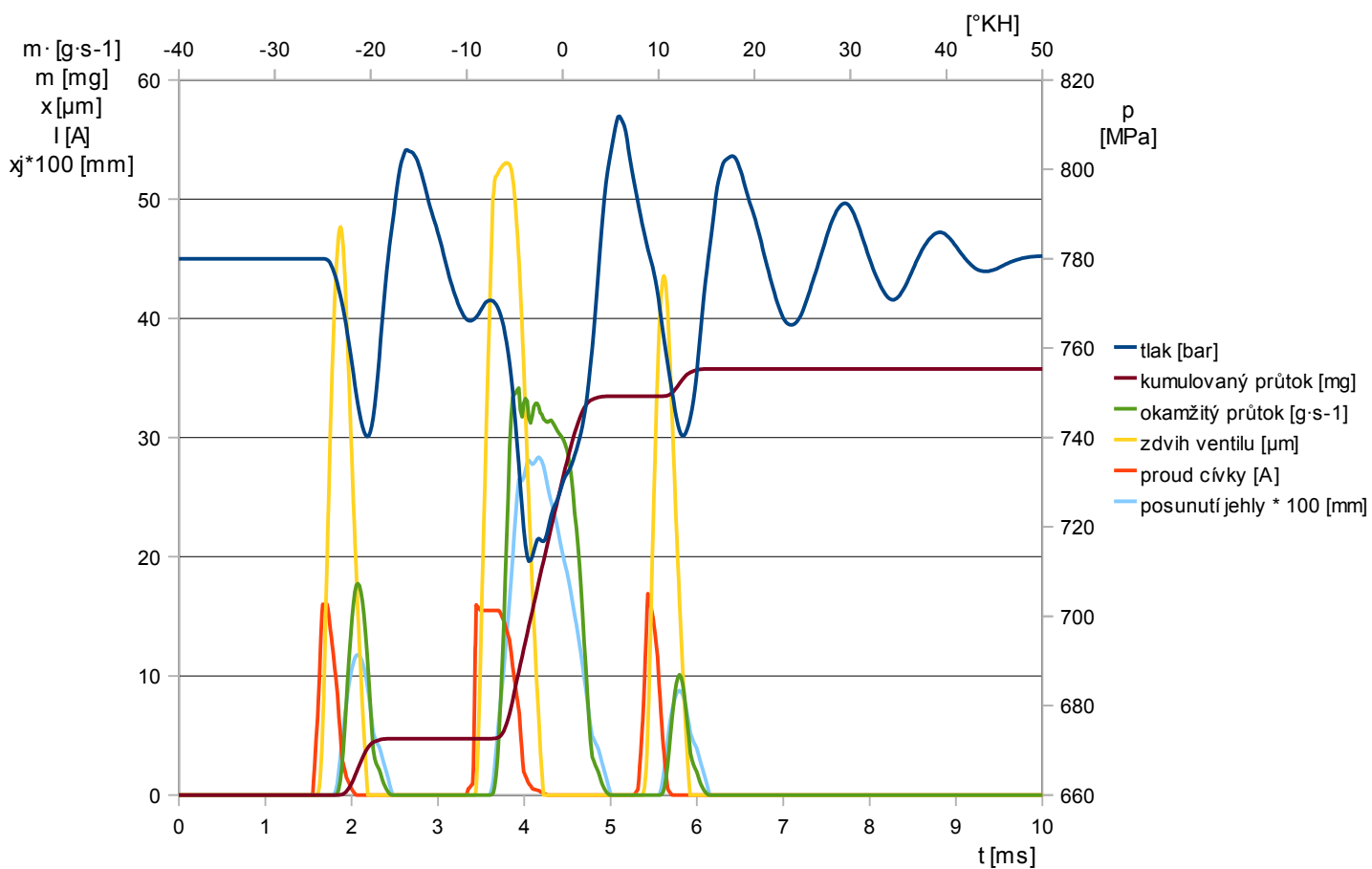
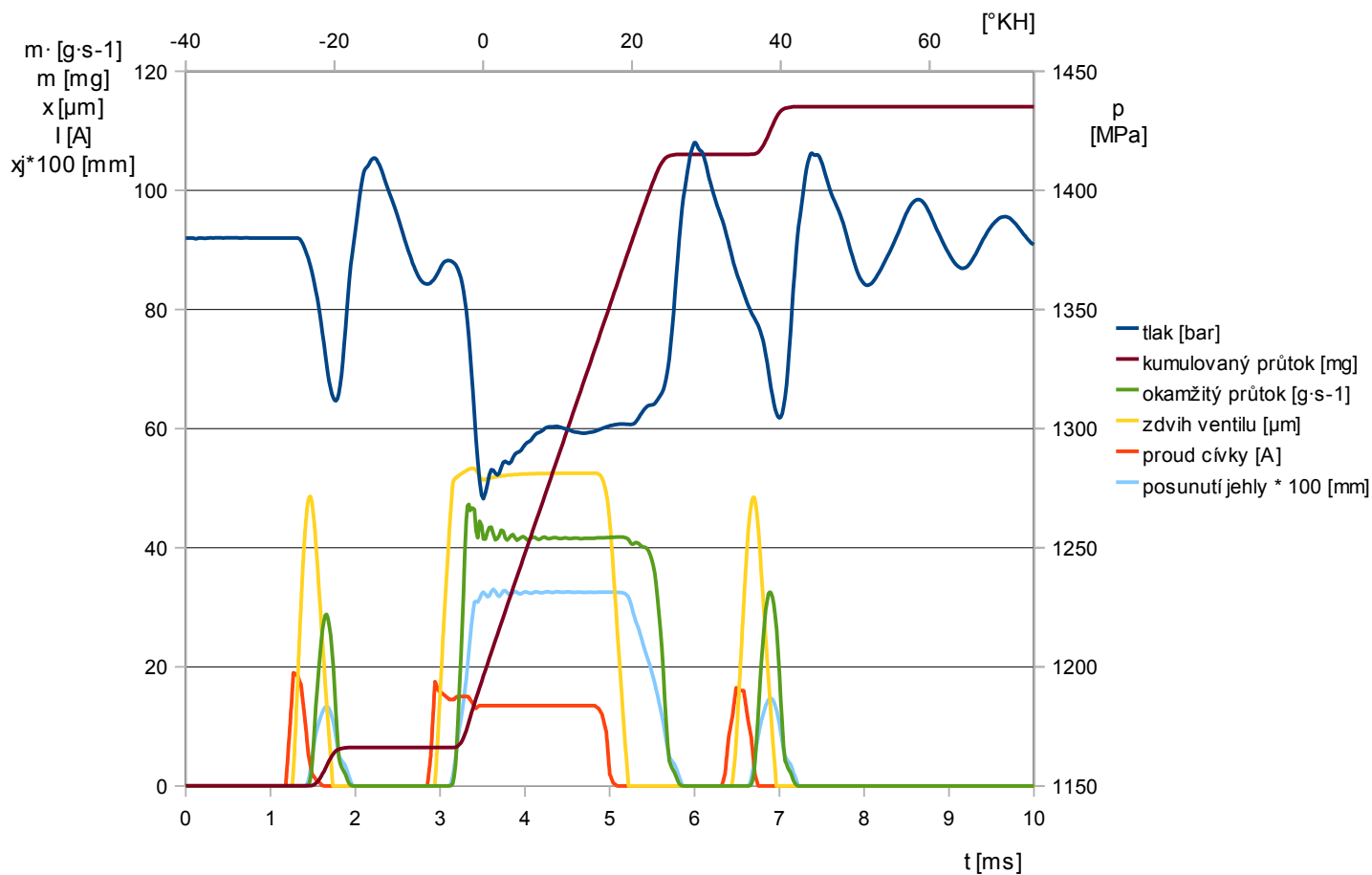
TUHOSTK2	tuhost druhého oddílu posuvné skupiny	85 106	N·mm ⁻¹
TUHOSTK3	tuhost třetího oddílu posuvné skupiny	31 496	N·mm ⁻¹
TUHOSTPRUZINYPEHL	tuhost přitlačné pružiny jehly	32,34	N·mm ⁻¹
VRCH_UHEL_JEHL	vrcholový úhel hrotu jehly	60	°
VRCH_UHEL_EL_VENT	vrcholový úhel sedla elektromagnetického ventilu	135	°

název	význam	hodnota pro bod 5	hodnota pro bod 12	jednotky
TLAK_POD_HROTEM	počáteční podmínka tlaku pod hrotem	2	1	MPa
TLAK_V_RAILU	velikost ustáleného tlaku v Railu	138	78	MPa
TLAKVEVALCI	průběh indikovaného tlaku	IndikovanyTlak5	IndikovanyTlak12	-
XPOCM1	počáteční poloha redukované hmotnosti 1 posuvné skupiny	-0,0014	-0,0011	mm
XPOCM2	počáteční poloha redukované hmotnosti 2 posuvné skupiny	-0,0252	-0,0144	mm
XPOCM3	počáteční poloha redukované hmotnosti 3 posuvné skupiny	-0,0475	-0,0272	mm
XPOCM4	počáteční poloha redukované hmotnosti 4 posuvné skupiny	-0,1115	-0,630712	mm
PROFIL_OTEVRENI	průběh otevření elektromagnetického ventilu	otev_bod_5	otev_bod_12	-

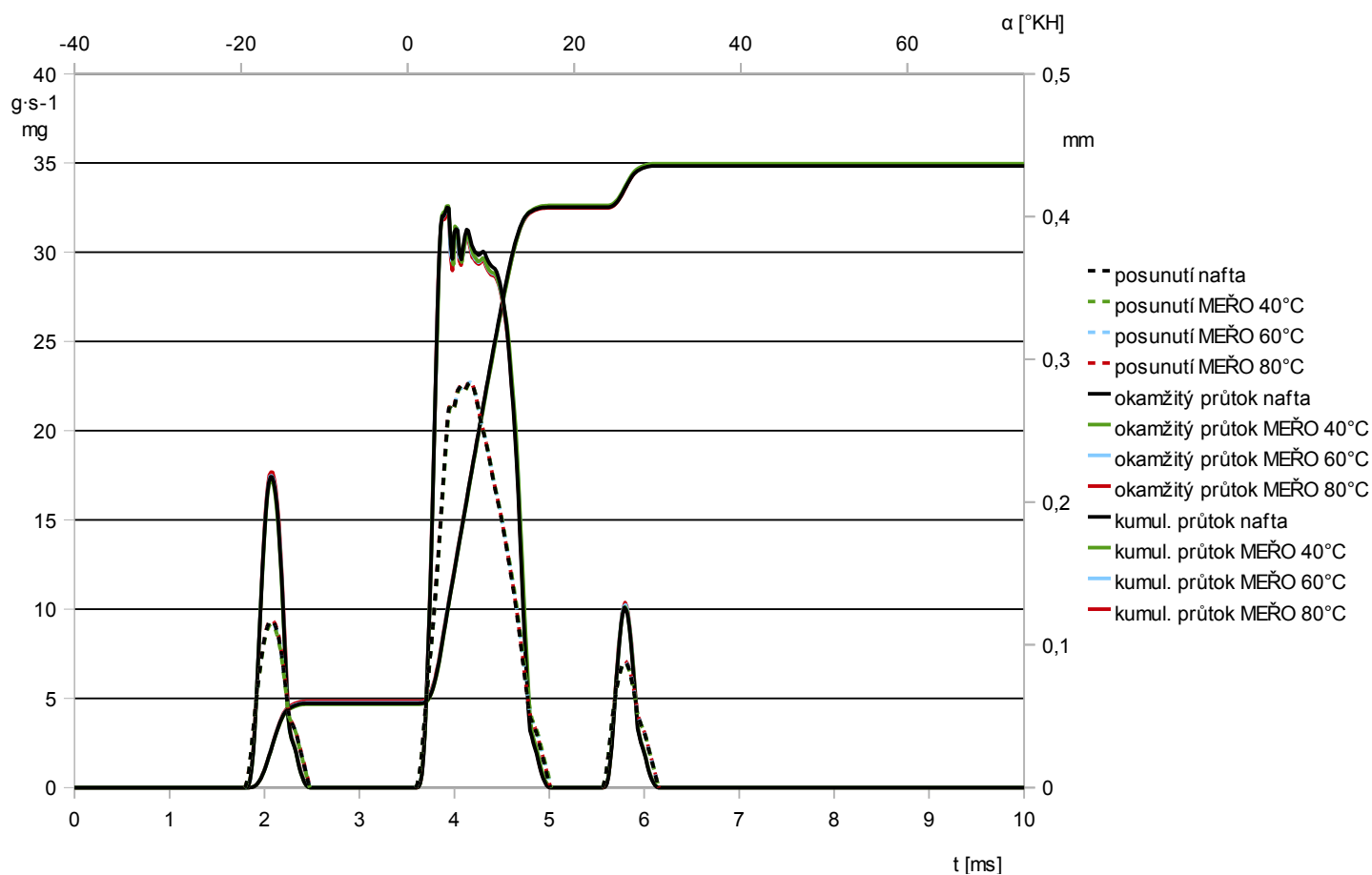
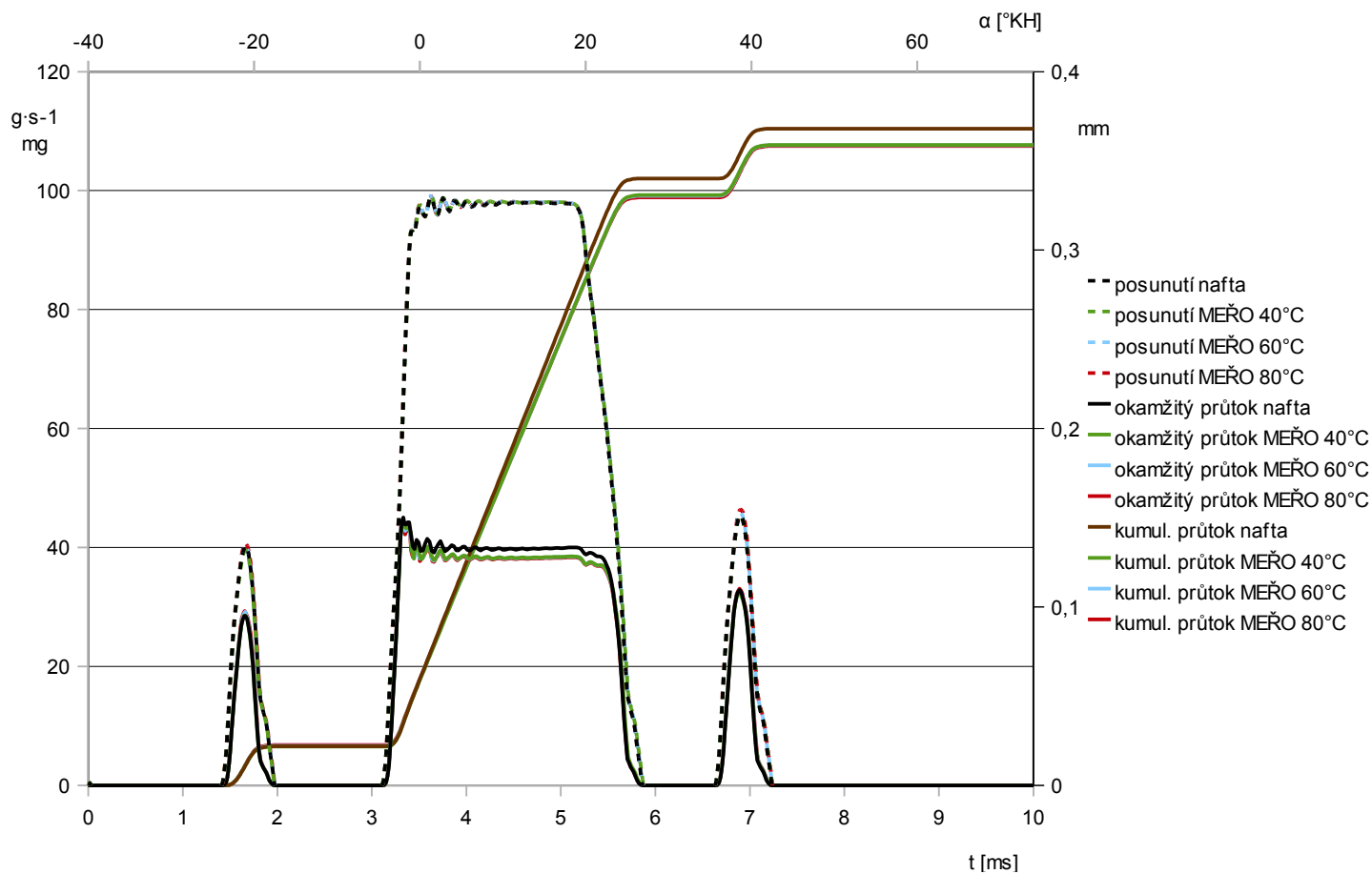
Příloha 9 Přehled konstantních a závislých parametrů výpočtového modelu



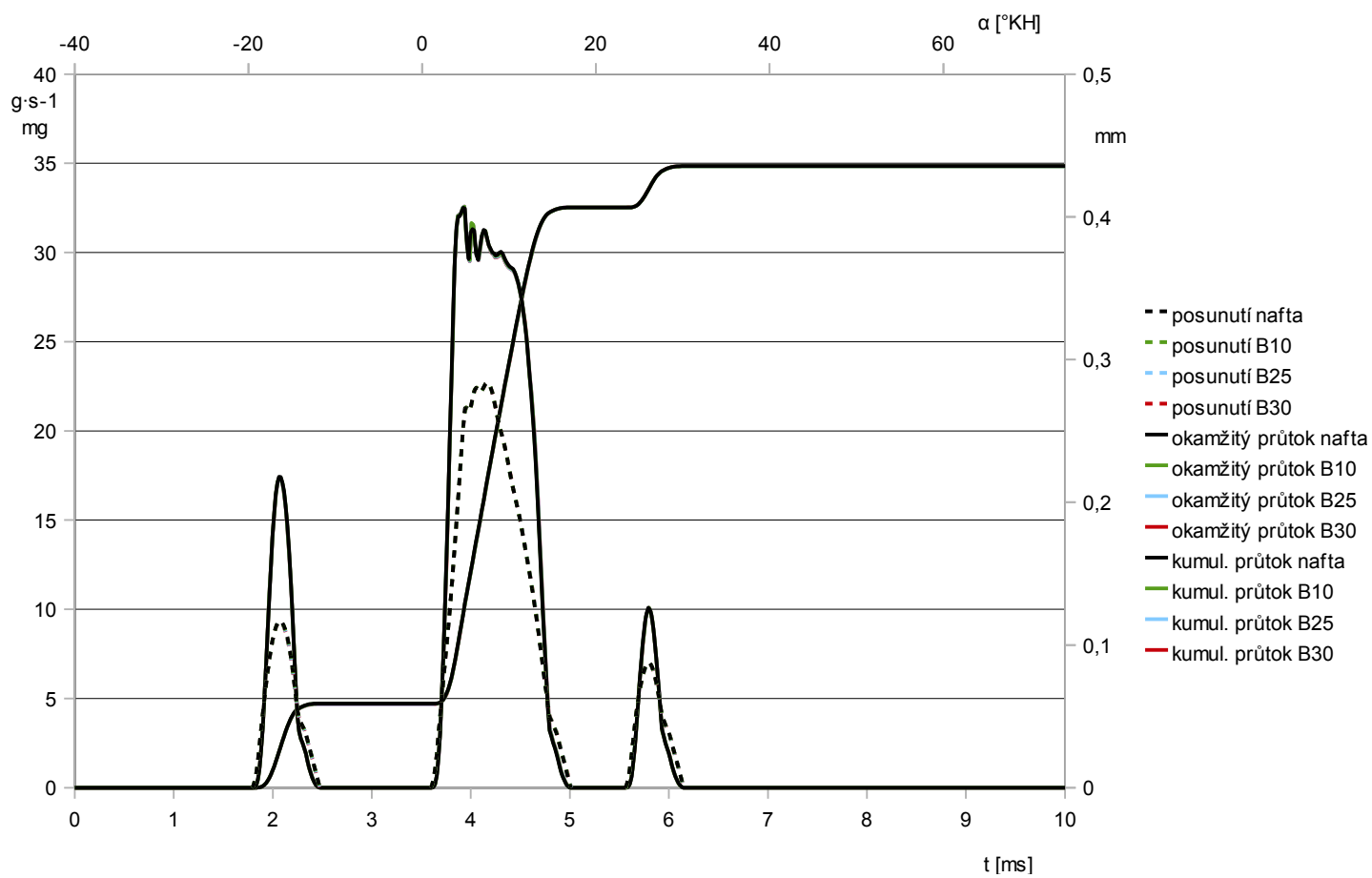
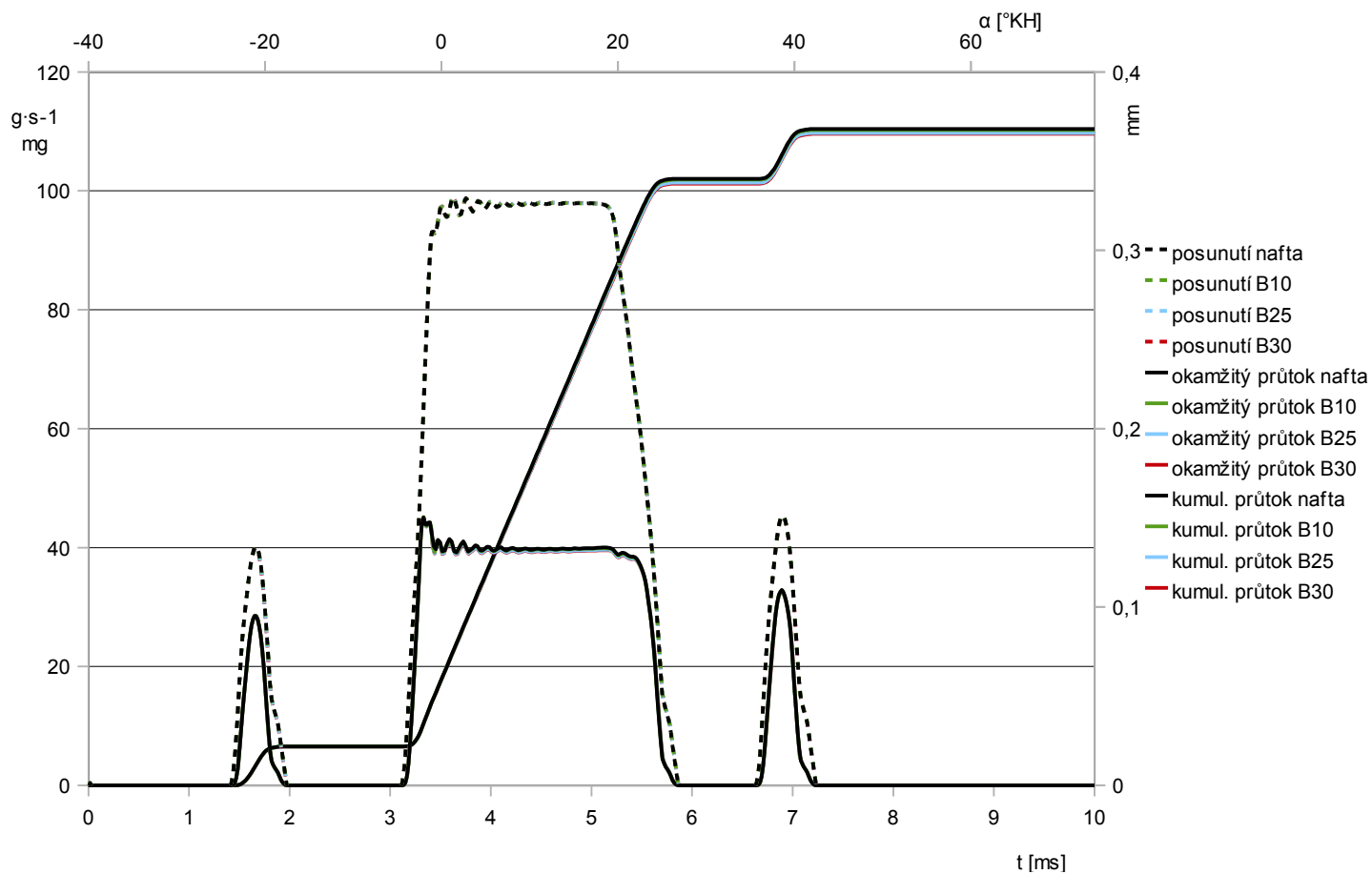
Příloha 10 Porovnání skutečného a simulovaného tlaku pro pracovní body 5 (nahore) a 12 (dole)



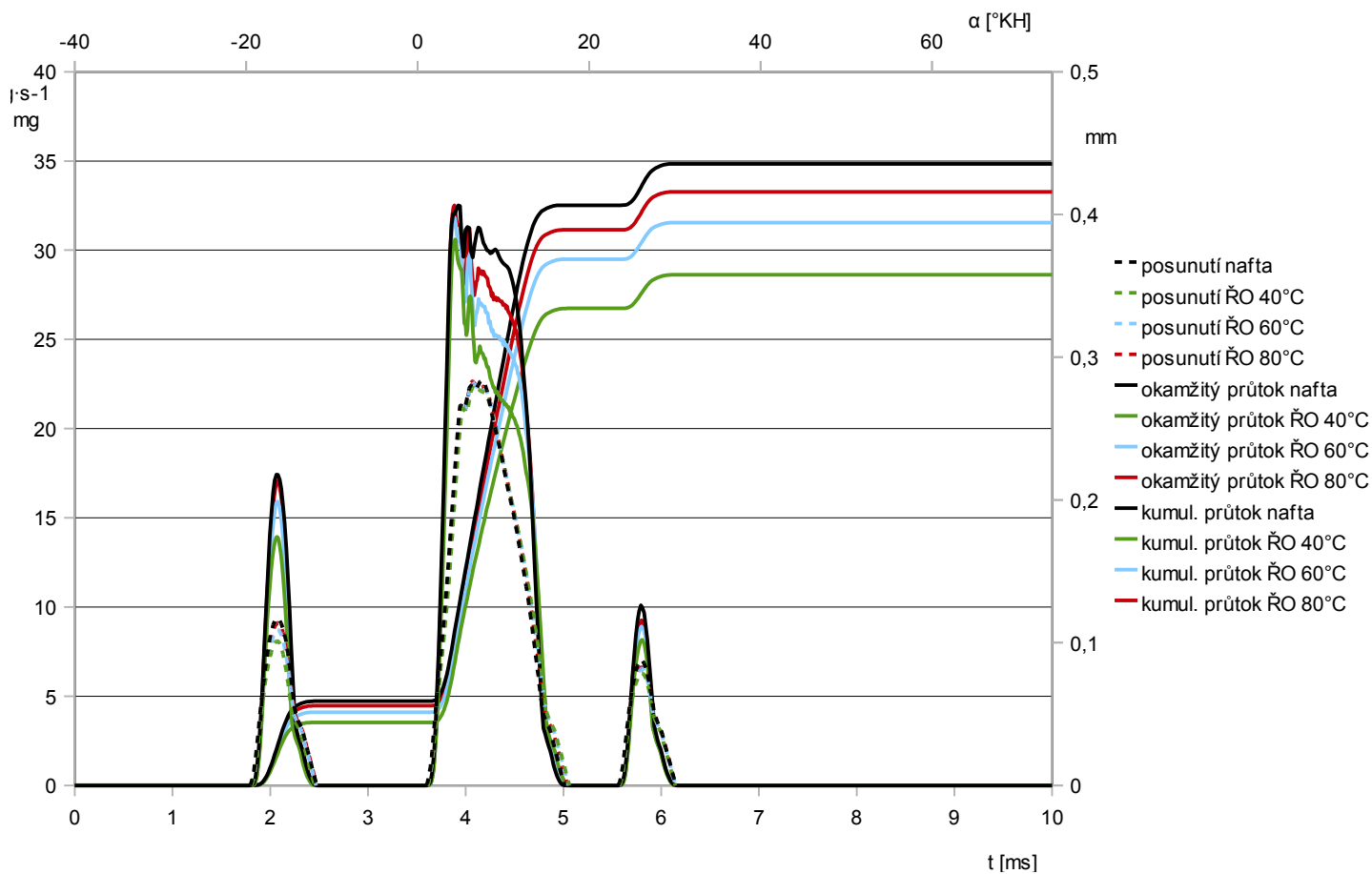
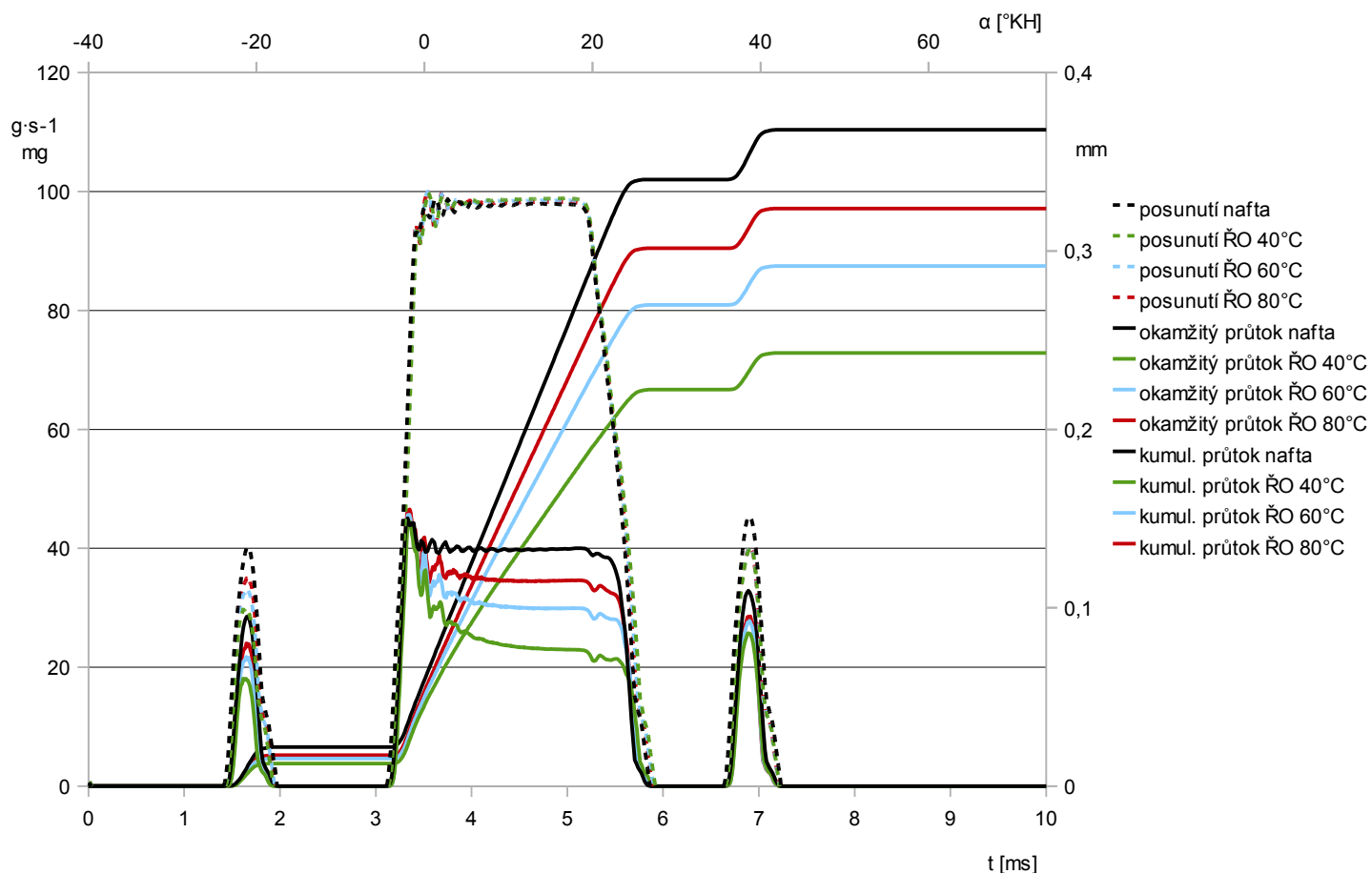
Příloha 11 Simulované průběhy důležitých veličin vstříku za použití nafty pro body 5 (nahore) a 12 (dole)



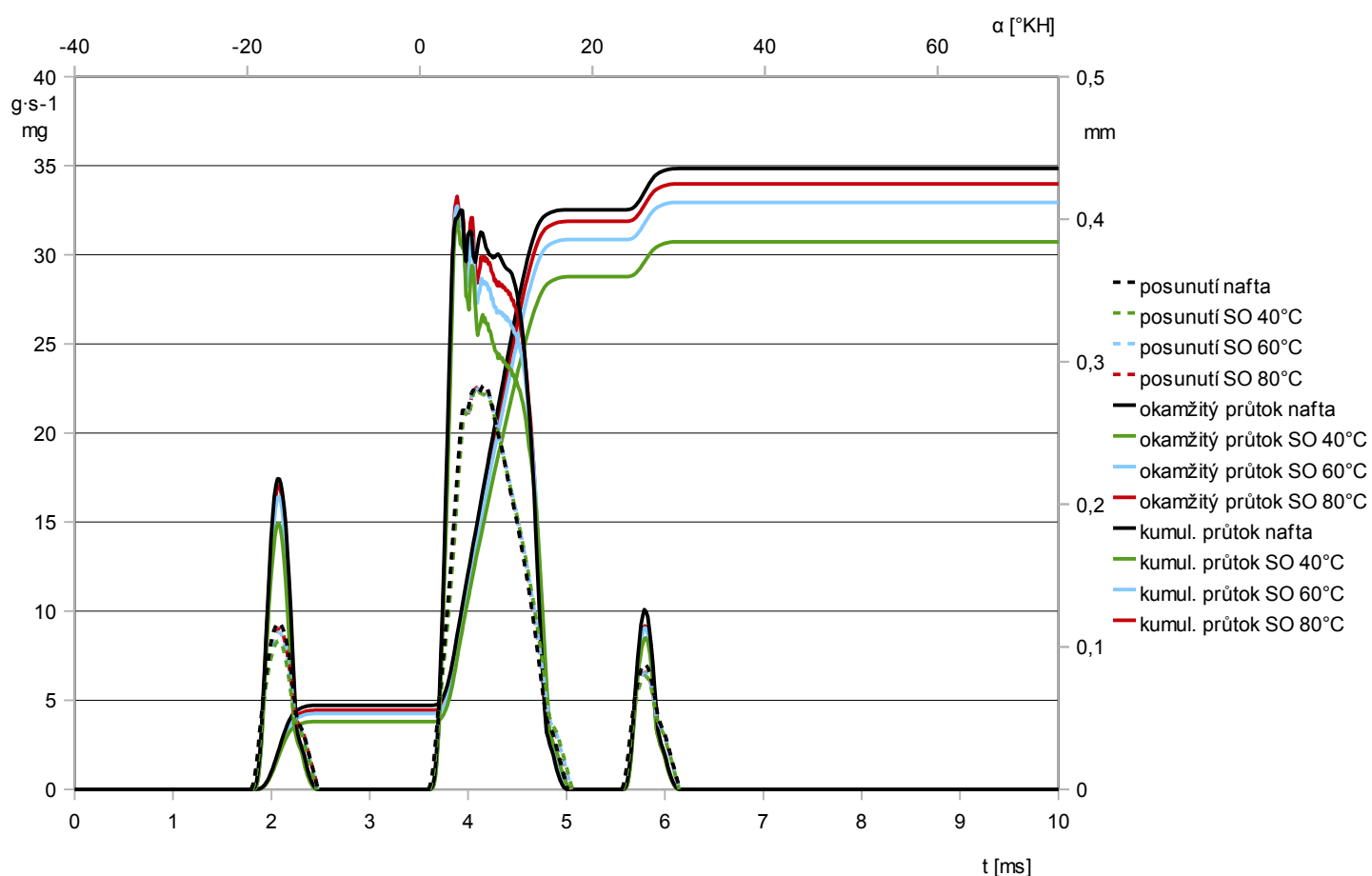
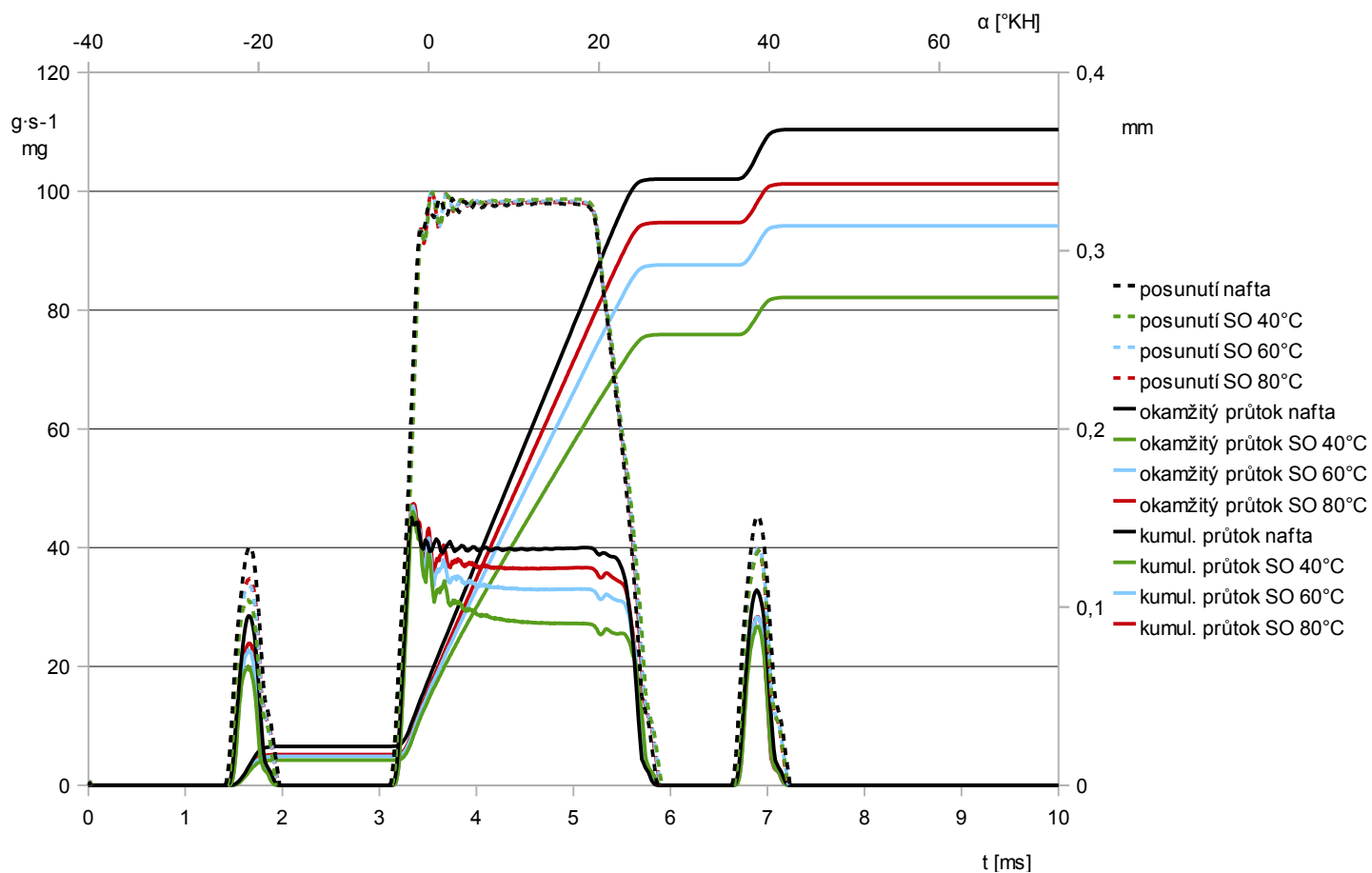
Příloha 12 Posunutí jehly, hmotnostní a kumulovaný hmotnostní tok pro MEŘO v porovnání s naftou



Příloha 13 Posunutí jehly, hmotnostní a kumulovaný hmotnostní tok pro směsná paliva v porovnání s naftou



Příloha 14 Posunutí jehly, hmotnostní a kumulovaný hmotnostní tok pro řepkový olej v porovnání s naftou



Příloha 15 Posunutí jehly, hmotnostní a kumulovaný hmotnostní tok pro sojový olej v porovnání s naftou